



Titulació:

Grau en Enginyeria de Vehicles Aeroespacials

Alumne :

Andreu Martí Sánchez i Romeu

Títol TFG:

Study of the optimum design of a 25m diameter Tidal Turbine

Estudi del disseny òptim d'una turbina mareomotriu de 25m de diàmetre

Director/a del TFG:

Pau Nualart Nieto

Convocatòria de lliurament del TFG:

Juny 2015

ETSEIAT, Terrassa

Contingut d'aquest document:

DOCUMENT 1.- MEMÒRIA



Escola Tècnica Superior d'Enginyeries
Industrial i Aeronàutica de Terrassa

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

MEMÒRIA

i. Índex de continguts

i. Índex de continguts.....	3
i. Llista de figures	5
ii. Llista de taules	8
1. Objecte del treball	9
2. Abast del treball	10
3. Requeriments del treball	12
4. Justificació del treball.....	13
5. Estat de l'art	15
5.1 Introducció a les marees	15
5.2 Mètodes d'aprofitament de marees.....	17
5.3 Projectes actuals de turbines de corrent.....	19
6. Estimació de la potència nominal	22
6.1 Teoria del Momentum Lineal.....	23
6.1.1 Hipòtesis.....	23
6.1.2 Assumpcions	24
6.1.3 Equacions	24
6.1.4 Límit de Betz.....	26
7. Disseny hidrodinàmic.....	28
7.1 Selecció dels perfils	29
Perfils NACA 44XX	29
Perfils NREL S8XX	30
7.2 Geometria de la pala.....	31
7.3 Anàlisi de les actuacions de la pala	39
7.4 Producció Anual d'Energia	41
8. Disseny estructural.....	44
8.1 Anàlisi de càrregues	44
8.2 Configuració estructural	49
8.2.1 Spar caps & shear webs	50

8.2.2 Spar box	51
8.2.3 Monocasc	51
8.2.4 D – Spar	52
8.2.5 Configuració amb costelles	53
8.3 Selecció de materials	55
8.3.1 Matrius ponderades.....	56
8.4 Simulació de l'estructura	66
9. Optimització	71
9.1 Hidrodinàmica.....	71
9.2 Estructura.....	78
10. Pressupost i estudi econòmic	81
11. Impacte ambiental	82
12. Planificació i programació	83
12.1 Planificació del treball futur.....	83
13. Conclusions	85
14. Recomanacions futures.....	87
15. Bibliografia	88

i. Llista de figures

Figura 1 Comparativa visual entre una turbina mareomotriu i una eòlica d'1MW les dues	13
Figura 2 Distribució de les forces degudes a la Lluna	16
Figura 3 Acumulacions d'aigua en els punts Sublunar i Antípoda	17
Figura 4 Barrera de mareas a Rance, França	18
Figura 5 Esquema de la configuració en T	19
Figura 6 Exemple de llacuna de mareas	19
Figura 7 SeaGen S	20
Figura 8 Projecte Oceade de l'empresa Alstom	20
Figura 9 Turbines usades en el projecte MeyGen.....	21
Figura 10 Potència vs diàmetre dels projectes actuals.....	22
Figura 11 Variació del tub de corrent en passar pel disc actuator	24
Figura 12 Distribució de càrregues al llarg d'una pala	28
Figura 13 Família NACA 44XX.....	29
Figura 14 Família NREL S8XX	29
Figura 15 Distribució inicial de cordes	32
Figura 16 Diferents angles en un perfil rotant en un fluid.....	33
Figura 17 Forces hidrodinàmiques sobre el perfil i el pla del rotor.....	34
Figura 18 Angles de màxima eficiència i aproximació realitzada per a la família NREL S8XX	36
Figura 19 Comparativa entre la distribució inicial de cordes i la primera iteració en perfils NREL S8XX	37
Figura 20 Distribució de cordes a la segona iteració	38
Figura 21 Representació tridimensional de la pala dissenyada.....	39
Figura 22 Corba CP vs TSR del rotor.....	40
Figura 23 Corba estàtica del rotor	41
Figura 24 Corba de probabilitat acumulada de les diferents velocitats de corrent a Minas Passage, Canada.....	42
Figura 25 Hores per any de cada una de les velocitats al segon emplaçament	42
Figura 26 Hores per any de les diferents velocitats de corrent a Minas Passage, Canadà	43
Figura 27 Forces en els eixos del fluid i en eixos del rotor	45
Figura 28 Esforços normals i tangencials al llarg de la pala.....	46
Figura 29 Esforços tallants deguts a la distribució de forces perpendiculars al pla del rotor	46
Figura 30 Esforços tallants deguts a la distribució de forces tangencials al pla del rotor	47

Figura 31 Moment flector degut a la distribució de forces perpendiculars al pla del rotor	47
Figura 32 Moment flector degut a la distribució de forces tangencials al pla del rotor...	48
Figura 33 Configuració que evita el moment torçor i configuració amb línia 1/4	49
Figura 34 Configuració Spar caps & Shear webs en un perfil NREL S818	50
Figura 35 Configuració Spar box	51
Figura 36 Configuració monocasc	51
Figura 37 Configuració D – Spar	52
Figura 38 Configuració que inclou les costelles al llarg de la pala	53
Figura 39 Configuració estructural de la pala del projecte SeaGen	54
Figura 40 Configuració estructural típica d'una ala d'avió amb els dos perfils que formen el calaix de torsió	54
Figura 41 Exemple de disposició de les capes en els diferents elements	61
Figura 42 Configuració sandwich versus configuració mono material	62
Figura 43 Distribució de materials i capes al llarg de la pala	63
Figura 44 Distribució i espessor dels materials al llarg de la pala.....	63
Figura 45 Càrregues aplicades i deformació de la pala.....	64
Figura 46 Densitat per unitat de longitud de la pala a partir de l'anàlisi amb CoBlade ...	65
Figura 47 Interfície del codi NuMad per tal de generar la geometria	67
Figura 48 Detall de la disposició dels materials amb el codi NuMad	67
Figura 49 Deflexió de la punta de la pala en l'anàlisi amb ANSYS	68
Figura 50 Deflexió en la direcció x de la punta de la pala.....	68
Figura 51 Tensions equivalents de Von Mises	69
Figura 52 Detall de la zona amb una concentració de tensions més elevada	70
Figura 53 Variació dels angles d'atac durant l'optimització.....	71
Figura 54 Comparació entre la distribució de cordes del primer disseny i la optimitzada	73
Figura 55 Geometria de la pala optimitzada.....	74
Figura 56 Comparació entre les corbes CP - TSR del disseny optimitzat i el primer disseny	74
Figura 57 Comparació entre els perfils interpolats i el perfil NREL S815.....	75
Figura 58 D'esquerra a dreta: dos perfils interpolats, un perfil interpolat, configuració original	76
Figura 59 Corbes CP - TSR de les tres configuracions descrites.....	77
Figura 60 Corba estàtica de la configuració optimitzada.....	77
Figura 61 Diferències entre el primer disseny i el realitzat amb perfils interpolats.....	78
Figura 62 Configuració de la pala amb els materials de la Referència	79
Figura 63 Desplaçaments de la pala amb la configuració de la Referència.....	79

Figura 64 Desplaçaments de la pala amb la configuració considerada al disseny estructural.....	79
Figura 66 Diagrama de Gantt de les tasques futures.....	84

ii. Llista de taules

Taula 1 Distribució dels diferents perfils de la família NREL S8XX al llarg de la pala.....	30
Taula 2 Distribució dels diferents perfils de la família NREL S8XX a la Referència ¹	31
Taula 3 Distribució de números de Reynolds inicial	32
Taula 4 Angle de màxima eficiència hidrodinàmica en cada secció	35
Taula 5 Paràmetres inicials de la pala	37
Taula 6 Matriu ponderada per a les característiques de la pell.....	58
Taula 7 Matriu ponderada per a les característiques de les webs	58
Taula 8 Matriu ponderada per a les característiques del nucli.....	58
Taula 9 Comparació dels materials per a la pell amb les característiques ponderades ..	59
Taula 10 Comparació dels materials per a les webs amb les característiques ponderades	60
Taula 11 Comparació dels materials per al nucli amb les característiques ponderades ..	60
Taula 12 Distribucions de torsió en la primera versió i en l'optimitzada	72
Taula 13 Resum de costos de l'estudi	81
Taula 15 Distribució temporal de tasques futures.....	83

1. Objecte del treball

L'objectiu d'aquest treball és estudiar el disseny òptim del rotor d'una turbina mareomotriu de 25m de diàmetre sota unes condicions determinades de disseny i d'operació per tal d'obtenir energia elèctrica a partir del moviment de les mareas.

2. Abast del treball

En aquest treball s'aborda el disseny del rotor d'una turbina mareomotriu però centrat especialment en la part hidrodinàmica (selecció de perfils, distribució de cordes i twist), mentre que l'estudi estructural és preliminar i comprendrà només les pales i obviarà la resta de la màquina.

Per tal d'aconseguir un disseny òptim de la turbina amb el diàmetre especificat, cal realitzar una sèrie de passos que donen com a resultat final una geometria de la pala i una configuració estructural que presenti un bon comportament davant de les càrregues a les que es trobarà sotmesa la turbina durant el seu funcionament. Les tasques del projecte són:

- **Estimació de la potència nominal.**

Es realitzarà una recerca sobre els projectes actuals semblants i s'extraurà una relació entre el diàmetre del rotor i la potència nominal assolida. Amb aquesta relació es farà una estimació de la potència nominal que assolirà la turbina dissenyada.

- **Disseny hidrodinàmic**

Es farà una selecció de perfils per ser usats a la pala de la turbina. Un cop establerts aquests perfils s'analitzaran sota unes condicions de disseny a partir de les quals s'obtindrà una geometria de la pala.

- **Estudi de les actuacions**

Un cop obtinguda la geometria s'estudiarà la pala sota les condicions d'operació per tal de verificar si el disseny és adequat i permet una correcta obtenció d'energia o pel contrari caldrà reconsiderar el disseny.

- **Disseny estructural**

Un cop es té la geometria definitiva de la pala s'estudien les càrregues a les que estarà sotmesa i se n'escollirà una configuració estructural i els materials a utilitzar. Un cop escollida la configuració estructural i els materials s'analitzarà la pala sota les condicions de treball per verificar si l'estructura suportarà els esforços.

- **Optimització**

Un cop acabat el primer disseny de la pala s'estudiaran possibles millores a introduir en cada una de les tasques anteriors per tal d'obtenir una versió més òptima de la pala dissenyada. Es pot donar el cas que el procés d'optimització impliqui un disseny totalment nou de la pala.

3. Requeriments del treball

Els requeriments de l'estudi que es durà a terme al llarg del treball són:

- Diàmetre del rotor: 25m
- Estar en consonància amb l'estat de l'art de la indústria de les turbines mareomotrius actual.

4. Justificació del treball

Actualment, ens trobem en un moment en que les reserves de petroli i altres combustibles fòssils comencen a escassejar i cada cop cal invertir més recursos per tal de trobar nous jaciments que permetin mantenir el model econòmic actual.

Davant d'aquest panorama, des de fa anys, es valora l'ús de les energies renovables (aquel·les que es poden obtenir de la natura sense haver de consumir la font de l'energia) des de diversos sectors. Hi ha l'energia solar, la hidràulica, la eòlica o la geotèrmica entre d'altres, cadascuna amb les seves característiques, els seus avantatges i els seus inconvenients.

En els últims anys, però, la que ha viscut un creixement més elevat i més evident ha estat l'energia eòlica, la qual aprofita l'energia del vent a través de grans turbines amb perfils aerodinàmics a les seves pales que permeten una extracció d'energia més eficient que la que obtenien els vells molins de vent. El problema ve donat perquè cada vegada la demanda energètica és major i això porta a buscar dissenys de pales cada cop més grans per tal d'extreure amb una sola turbina el màxim d'energia possible.

Veient aquest creixement progressiu de la mida dels rotors fins a arribar a mides considerablement grans (diàmetres de 150m), sorgeix la pregunta de si es podria aprofitar el disseny dels aerogeneradors però amb el moviment d'un altre fluid, l'aigua. L'avantatge que presenta utilitzar les mareas en comptes del vent és la seva major densitat (quasi 1000 vegades més), que fa que la potència extreta amb un mateix diàmetre sigui molt



Figura 1 Comparativa visual entre una turbina mareomotriu i una eòlica d'1MW les dues¹

¹ Font de la imatge: [53]

superior en el cas de la turbina mareomotriu. Per tenir una idea de la diferència de mides entre les dues turbines es pot observar la Figura 1.

Un altre avantatge és que les marees són cícliques i considerablement més previsibles que els moviments del vent, de manera que és una font que permet una continuïtat al llarg del temps.

A part dels avantatges sobre la vida real, també és un projecte que permet abordar diversos camps estudiats al llarg del grau i serveix així com a resum de tot un camí d'aprenentatge.

5. Estat de l'art

5.1 Introducció a les marees

Les marees es poden definir com el moviment periòdic d'aigües del mar degut a la interacció gravitacional entre la Terra, la Lluna i el Sol. Cal distingir, però, entre marees i corrents de marees. Una marea és la pujada i baixada vertical de l'aigua, el que implica una variació d'energia potencial. Els corrents de marees es refereixen al flux horitzontal d'aigua de manera que es pot extreure energia cinètica.

Les marees i els corrents de marees estan afectats també pel clima, esdeveniments sísmics, fluxos de rius, inundacions, o altres esdeveniments naturals.

El principal responsable de la generació de marees és la Lluna ja que es troba més propera a la Terra. Degut a la immensa distància entre la Terra i el Sol, l'efecte d'aquest últim és més reduït i representa aproximadament un 46% de l'efecte de la Lluna.

La forma més senzilla de predir el comportament de les marees és fent ús de la teoria d'equilibri, però no és perfecta i les marees observades poden diferir de les predites. Les diferències venen perquè en fer ús de la teoria d'equilibri, la mida, la profunditat i la configuració de la via d'aigua, la fricció, les masses terrestres, l'acceleració de Coriolis, i altres factors són negligits. Però la magnitud i la distribució de les forces causants de les marees al llarg de la Terra si que poden ser descrits mitjançant aquesta teoria.

La força gravitacional actuant entre dos cossos celestes (Terra, Sol i Lluna en aquest cas), està governada per la Llei Gravitacional de Newton:

$$F = G \cdot \frac{m_1 \cdot m_2}{d^2}$$

On d és la distància entre les dues masses, G és la constant de gravitació universal i m_i és la massa de cada cos.

Les forces causants de les marees a la Terra són forces diferencials entre l'atracció gravitatòria del cossos (el sistema format pels tres cossos esmentats) i les forces centrífugues degudes a les òrbites de la Terra i la Lluna. Per calcular la força diferencial en qualsevol punt de la superfície terrestre, es poden combinar la Llei Gravitacional de Newton i la Segona Llei del Moviment (també de Newton):

$$F_{dm} = G \cdot \frac{M_m \cdot R_e}{d_m^3}$$

$$F_{ds} = G \cdot \frac{M_s \cdot R_e}{d_s^3}$$

On $M_{m,s}$, són les masses de la Lluna i del Sol respectivament, R_e és el radi de la Terra i $d_{m,s}$ les distàncies entre la Terra i la Lluna i entre la Terra i el Sol respectivament.

Mirant la formulació resultat, es pot observar que la força diferencial a la superfície de la Terra depèn inversament en la distància entre els cossos (això corrobora el que s'ha comentat prèviament al respecte de l'efecte del Sol comparat amb el de la Lluna). Si la distància no estigués elevada al cub no seria capaç de compensar l'elevada massa del Sol.

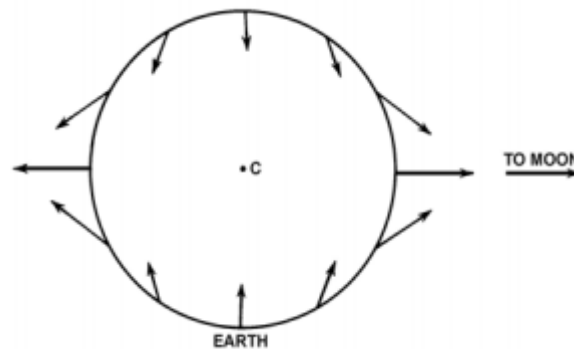


Figura 2 Distribució de les forces degudes a la Lluna²

A la Figura 2 es pot veure la distribució de forces a la superfície de la Terra degudes a la interacció amb la Lluna. El punt localitzat a la dreta de la imatge, just sota la Lluna, és el que es coneix com a Punt Sublunar, i el punt oposat és el que s'anomena Punt Antípoda. Els mateixos punts poden establir-se per al cas de la interacció amb el Sol.

Assumint una capa uniforme d'aigua al llarg de tota la superfície de la Terra, les forces diferencials poden ser separades en un vector perpendicular i un paral·lel a la superfície per estudiar-ne els seus efectes en les marees. Les components perpendiculars afectaran a la massa on estan actuant, però no contribuiran al moviment de les marees. Per altra banda, les forces paral·leles (també conegudes com a forces tractores), mouen l'aigua en direcció horitzontal cap als punts Sublunar i Antípoda fins que s'assoleix l'equilibri. Aquestes últimes són les principals causes de la generació de marees.

Als punts Sublunar i Antípoda, es formaran dos acumulacions d'aigua quan s'assoleix l'equilibri. Si un observador se situa a la línia que uneix els dos punts, veurà dos marees altes durant el període de la Lluna, un quan es troba al punt Sublunar i l'altre quan està al punt Antípoda. Aquest observador també veurà dos marees baixes en el temps entre les marees altes.

² Font de la imatge: [31]

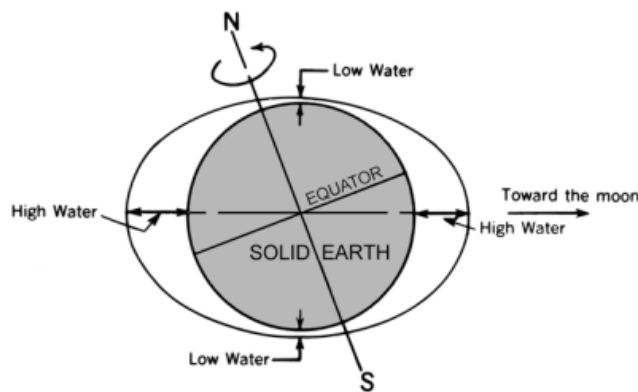


Figura 3 Acumulacions d'aigua en els punts Sublunar i Antípoda³

A la Figura 3 es poden observar les dues acumulacions d'aigua en els punts Sublunar i Antípoda durant l'equilibri. També es pot observar com en els punts a 90° i 270° des del punt Sublunar, hi ha un mínim de l'altura de la marea quan el màxim es troba als punts Sublunar i Antípoda.

5.2 Mètodes d'aprofitament de marees

En aquest treball es tracta l'energia mareomotriu, de manera que els mètodes dels que es parlarà en aquest apartat corresponen a aquest sector en concret, quedant excloses les tecnologies destinades a aprofitar altres moviments de l'aigua del mar, com per exemple l'aprofitament de les onades.

Dins de l'energia mareomotriu hi ha actualment 4 mètodes principals d'aprofitament d'energia.

- **Turbines de corrent de marea:** en aquest apartat està inclosa la turbina que es dissenyarà al llarg d'aquest treball. Aquestes turbines fan ús de l'energia cinètica del moviment horitzontal de les marees a través dels seus rotor, que igual que en els aerogeneradors, estan compostos per una sèrie de pales (normalment 2 o 3) amb un disseny hidrodinàmic que permet maximitzar l'extracció de l'energia. Aquestes turbines poden estar en configuració horitzontal, vertical, carenades o obertes. Actualment el disseny en que més s'està treballant i que ja compta amb turbines en funcionament és la horitzontal, seguint la tendència majoritària que hi ha també en l'energia eòlica.

³ Font de la imatge: [31]

- **Barreres de marea:** són com les barreres de les preses però amb la diferència que permeten un pas regulat de l'aigua entrant i sortint en rius o badies. Durant la marea alta permeten el pas de l'aigua cap a l'interior de la zona que regulen i quan baixa la marea permeten la sortida de l'aigua. Durant el seu moviment d'entrada i sortida l'aigua mou unes turbines situades a les ranures de la barrera i que generen energia.



Figura 4 Barrera de mareas a Rance, França⁴

A la Figura 4 es pot veure la barrera de Rance, la més gran del món a dia d'avui. Aquesta tecnologia és la més antiga en l'aprofitament de l'energia de les mareas, ja que des dels anys 60 s'ha anat desenvolupant arreu del món.

- **Energia dinàmica de marea:** es tracta d'una tecnologia en fase de desenvolupament i que encara no ha estat testada en condicions reals d'operació. Seguint una mica la idea de les barreres de marea, en aquest cas no es busca tancar una zona, sinó que es crea una estructura en forma de T perpendicular a la costa com es pot veure a la Figura 5.

Aquesta barrera artificial el que fa és interferir amb els moviments de mareas paral·lels a la costa de manera que es crea una diferència en el nivell de l'aigua a banda i banda de la barrera. A partir d'aquí actua com una barrera de marea, que en deixar passar l'aigua, aquesta mou unes turbines situades a la barrera. Aquesta energia és prometedora a la zona de Xina, Corea o Regne Unit on aquests moviments paral·lels a la costa són considerables i poden aportar gran quantitat d'energia.

⁴ Font de la imatge: <http://bit.ly/1HrCseu>

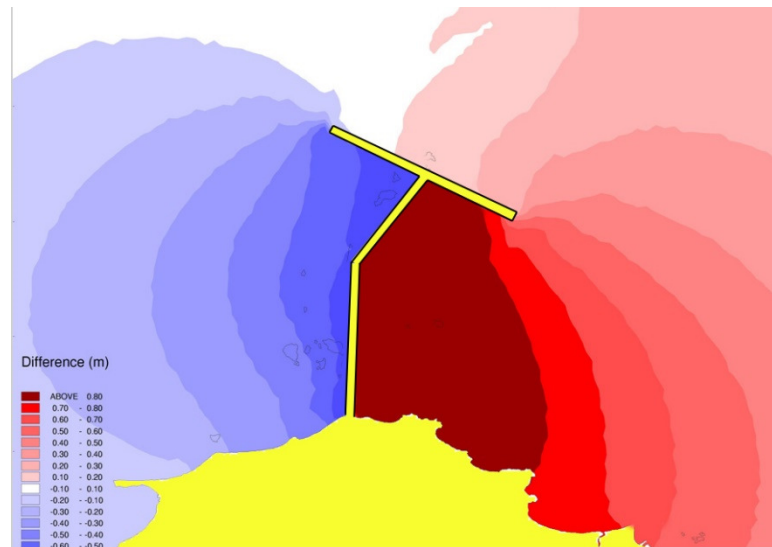


Figura 5 Esquema de la configuració en T⁵

- **Llacunes de mares:** aquesta tecnologia es basa en la de la barrera de mares però en comptes d'aprofitar accidents geogràfics naturals per situar la barrera, crea una llacuna artificial i hi situa en un punt determinat una barrera.



Figura 6 Exemple de llacuna de mares⁶

5.3 Projectes actuals de turbines de corrent

Com s'ha comentat, actualment la tecnologia d'aprofitament de mares que més s'està desenvolupant és la de les turbines de corrent, amb nombrosos projectes en marxa i alguns ja operatius i connectats a la xarxa elèctrica per validar-ne el funcionament i la capacitat. A continuació es relaten alguns dels més destacats.

⁵ Font de la imatge: <http://bit.ly/1FSexiS>

⁶ Font de la imatge: <http://bit.ly/1JFzkgL>

- **SeaGen:** projecte desenvolupat per l'empresa Marine Current Turbines Ltd propietat de Siemens. Una característica d'aquest projecte és que fa servir una columna central i situa dues turbines, una a cada costat. Amb aquesta configuració pot tenir dues turbines relativament properes, amb un únic punt de suport a terra i permet pujar les turbines a la superfície per realitzar manteniment.



Figura 7 SeaGen S ⁷

A la Figura 7 es pot veure la versió real del projecte SeaGen que es troba en funcionament a Strangford Lough. Aquest projecte consta de dues turbines de 20m de diàmetre amb 1.2MW de potència nominal.

És el primer projecte de turbines de corrent en obtenir l'acreditació d'estació generadora d'energia comercial i funciona a plena potència.

- **Oceade:** projecte de turbina de corrent de mareas desenvolupat per Alstom després de que aquesta adquirís l'empres Tidal Generation Ltd l'any 2013. Aquest projecte a diferència del SeaGen, es basa en una configuració amb una turbina per pilar i fa servir 3 pales en comptes de dues. A la Figura 8 es pot veure un render de la turbina.

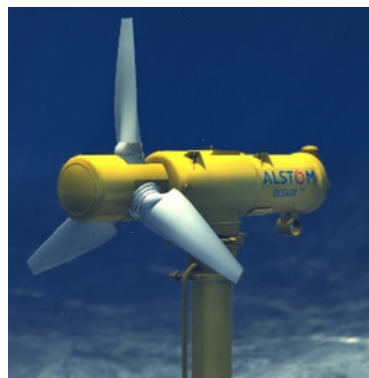


Figura 8 Projecte Oceade de l'empresa Alstom ⁸

⁷ Font de la imatge: <http://www.seageneration.co.uk/>

⁸ Font de la imatge: www.alstom.com

Aquesta turbina té un disseny amb un diàmetre de 18m que aporta 1.4MW de potència nominal. Actualment Alstom en col·laboració amb GDF Suez es troben en procés d'instal·lar i testar quatre turbines Oceade a Raz Blanchard, al canal de la Mànega per tal de provar en condicions reals d'operació el projecte.

- **MeyGen:** el projecte MeyGen té com a objectiu aportar a la xarxa elèctrica britànica quasi 400MW provinents de l'energia de les mareas a l'any 2020. Les turbines se situarien a Inner Sound (Escòcia). Per tal de dur a terme aquest projecte compten amb la col·laboració dels fabricants Atlantis Resources Ltd i Andritz Hydro Hammerfest.

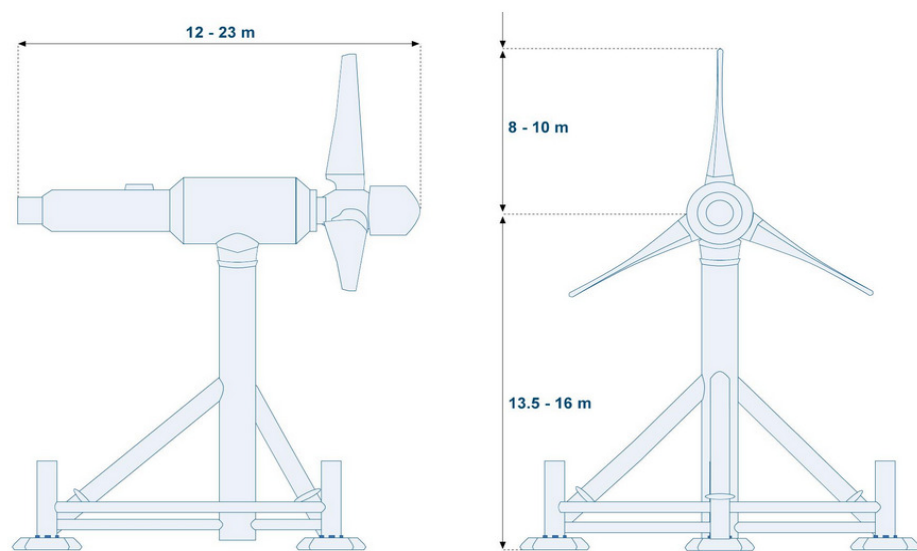


Figura 9 Turbines usades en el projecte MeyGen⁹

Les turbines usades per al projecte tenen una configuració semblant al projecte Oceade com es pot veure a la Figura 9. Tant en la turbina d'Atlantis com en la d'Hydro Hammerfest, la potència nominal està situada a 1MW.

⁹ Font de la imatge: www.meygen.com

6. Estimació de la potència nominal

Com s'ha vist en l'apartat anterior, actualment existeixen bastants projectes treballant en el desenvolupament de les turbines mareomotrius. Observant aquests projectes, és fàcil adonar-se que hi ha una certa varietat en els diàmetres de les turbines i en la potència obtinguda.

Tenint en compte que la potència d'una turbina depèn de molts factors com per exemple la geometria, la superfície, la caixa de canvis i el generador entre altres, és molt complicat fer una estimació acurada de la potència nominal que tindrà la turbina a dissenyar. Per tal d'obtenir un valor, es va decidir comparar les dades dels projectes existents i intentar obtenir una relació aproximada entre el diàmetre del rotor i la potència extreta.

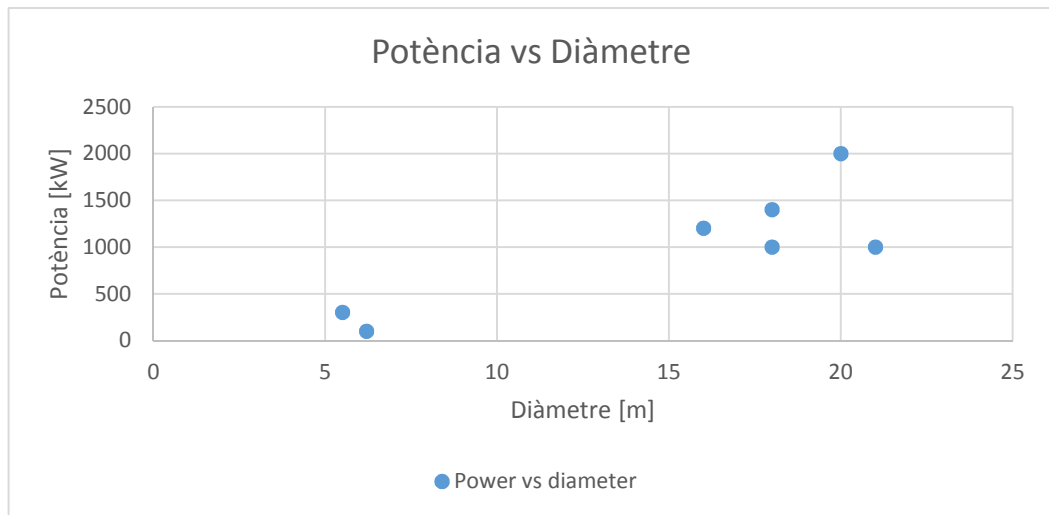


Figura 10 Potència vs diàmetre dels projectes actuals

A la Figura 10 estan representats els valors de la potència i el diàmetre dels projectes actuals. Mirant la gràfica, el primer en què es pot pensar és en una relació exponencial entre els valors. Escollint aquesta opció i tenint en compte el coeficient de correlació corresponent:

$$y = 80,66 \cdot e^{0,1464 \cdot x}$$

$$R = 0,8011$$

On la coordenada y es refereix a la potència i la coordenada x al diàmetre. Utilitzant aquesta expressió per al diàmetre del rotor a dissenyar, s'obté:

$$P_{exp} = 3134,55 \text{ kW}$$

Una altra possible aproximació és fent ús d'una equació potencial. Si es fa servir aquesta aproximació, l'expressió de la corba i el valor R són els que segueixen:

$$y = 9,8376 \cdot x^{1,6585}$$

$$R = 0,8113$$

Amb aquesta aproximació el valor de la potència estimada és:

$$P_{pot} = 2048,2 \text{ kW}$$






Les dues aproximacions utilitzades són les que donen un valor de R superior a 0.8 i a més donen valors realistes.

Si es té en compte que la potència és proporcional a $CP \cdot S$ i que S és proporcional al diàmetre al quadrat, es podria pensar en una aproximació amb un polinomi de segon grau. Si es fa aquesta aproximació s'obtenen valors de potència bastant baixos i el coeficient de correlació no arriba a 0.75 així que es descarta aquesta opció.

Els dos valors obtinguts amb les diferents aproximacions són bastant diferents i cal determinar quin dels dos resultats és més acurat. Però abans d'establir quin dels dos és el més acurat, és necessari mirar la Teoria del Momentum Lineal i els límits obtinguts per Albert Betz.

6.1 Teoria del Momentum Lineal

6.1.1 Hipòtesis

-  Flux perfecte
-  Moviment estacionari
-  Velocitat uniforme en seccions paral·leles al rotor
-  Flux incompressible
-  Sense efectes de rotació del flux

6.1.2 Assumpcions

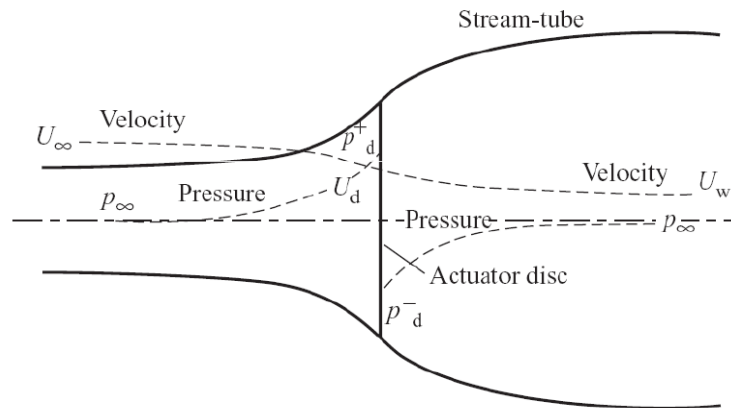


Figura 11 Variació del tub de corrent en passar pel disc actuator ¹⁰

- La turbina mareomotriu extreu l'energia cinètica del moviment de l'aigua.
- No hi ha intercanvi de fluid amb el fluid exterior al tub de corrent.
- La velocitat del flux disminueix en passar pel disc actuator (rotor).
- La pressió experimenta un salt sobtat.
- La pressió aigües avall es recupera fins al valor de corrent lliure, però la velocitat no ho fa degut a la pèrdua d'energia cinètica del fluid.

6.1.3 Equacions

Per tal de determinar el comportament del fluid en passar a través del disc actuator tenint en compte les hipòtesis i les assumpcions comentades, es faran servir les equacions de Navier-Stokes en la seva forma integral.

Equació de continuïtat

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_D \rho \, dv + \int_S \rho \cdot (\vec{V} \cdot \vec{n}) \, ds = 0$$

Resolent l'equació, s'obté la següent solució:

$$\rho \cdot A_\infty \cdot U_\infty = \rho \cdot A_d \cdot U_d = \rho \cdot A_w \cdot U_w$$

Definim el factor d'inducció:

$$a = \frac{U_\infty - U_d}{U_\infty}$$

¹⁰ Font de la imatge: [52]

D'aquesta definició, s'obté una nova relació entre la velocitat al disc i la velocitat aigües amunt.

$$U_d = U_\infty \cdot (1 - a)$$

Equació de momentum

$$\int_S \rho \cdot \vec{V} \cdot (\vec{V} \cdot \vec{n}) ds = - \int_S p \cdot \vec{n} ds + \int_S \vec{n} \cdot \tau' ds + \int_D \rho \cdot F_m dv$$

Resolent l'equació

$$\rho \cdot U_w^2 \cdot A_w - \rho \cdot U_\infty^2 \cdot A_\infty = -(p_D^+ - p_D^-) \cdot A_d$$

El segon terme de la igualtat correspon a la força exercida pel disc actuator sobre el fluid en la direcció horitzontal. Aquesta força es coneix com empenta aerodinàmica (T).

Equació de Bernoulli

$$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2 + p + \rho \cdot g \cdot z = ct.$$

Aplicant l'equació de Bernoulli a ambdós costats del disc actuator:

$$\begin{cases} \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_\infty^2 + p_\infty = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_d^2 + p_D^+ \\ \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_w^2 + p_\infty = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_d^2 + p_D^- \end{cases}$$

D'aquestes dues relacions, se'n pot obtenir una de nova entre les pressions i les velocitats.

$$p_D^+ - p_D^- = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot (U_\infty^2 - U_w^2)$$

Combinant les equacions (1), (2), (3) i (4):

$$U_w = U_\infty \cdot (1 - 2a)$$

D'aquestes equacions es pot deduir que aigües avall, el fluid ha perdut el doble de velocitat de la que havia perdut en la secció del disc actuator.

Un cop obtingudes aquestes relacions, es poden establir unes expressions per al càlcul de l'empenta i de la potència.

Empenta

Combinant les relacions (1) i (3):

$$A_d \cdot U_d \cdot (U_\infty - U_w)$$

Tenint en compte que l'únic paràmetre conegut és la velocitat aigües amunt (U_∞), i el paràmetre amb el que es treballarà és el factor d'inducció (a), l'equació (6) es combina amb les equacions (2) i (5) per obtenir finalment una expressió per a l'empenta en funció dels paràmetres coneguts i a .

$$T = 2 \cdot \rho \cdot A_d \cdot U_\infty^2 \cdot a \cdot (1 - a)$$

Potència

La potència es defineix com el producte entre l'empenta i la velocitat al disc actuator. Tenint en compte les relacions obtingudes prèviament per a l'empenta:

$$P = T \cdot U_d = 2 \cdot \rho \cdot A_d \cdot U_\infty^3 \cdot a \cdot (1 - a)^2$$

Normalment és millor treballar amb variables adimensionals, i en aquest cas els coeficients adimensionals d'empenta i potència són únicament funció del factor d'inducció (a) com es pot comprovar:

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_d \cdot U_\infty^2} = 4 \cdot a \cdot (1 - a)$$

$$C_P = \frac{P}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_d \cdot U_\infty^3} = 4 \cdot a \cdot (1 - a)^2$$

6.1.4 Límit de Betz

Agafant l'expressió del CP i derivant-la en funció del terme a i igualant la derivada a zero, es pot obtenir un valor de a que maximitza el valor de CP.

$$\frac{dC_P}{da} = 4 \cdot (1 - a)^2 - 8 \cdot a \cdot (1 - a) = 0$$

$$a = \frac{1}{3}$$

Considerant aquest valor de a , el corresponent valor de CP i per tant el límit superior és:

$$C_{P_{max}} \approx 0,6$$

Aquest valor estableix que la màxima energia cinètica que es pot extreure del fluid sota condicions ideals serà el 60% del total.

Aquest límit no està relacionat amb el disseny de la turbina sinó amb el fet que l'expansió del tub de corrent ha d'assolir una variació màxima de velocitat i també una velocitat important a la secció del disc actuator.

Si ara s'avalua el valor de CP per a cada una de les potències estimades anteriorment (el valor de U_{∞} considerat es 2.5m/s ja que és un valor bastant corrent en projectes de turbines mareomotrius):

- Aproximació exponencial:

$$C_p = \frac{3134,55kW}{\frac{1}{2} \cdot 1025 \frac{kg}{m^3} \cdot 490,87m^2 \cdot (2,5 \frac{m}{s})^3} = 0,797$$

- Aproximació potencial:

$$C_p = \frac{2048,2kW}{\frac{1}{2} \cdot 1025 \frac{kg}{m^3} \cdot 490,87m^2 \cdot (2,5 \frac{m}{s})^3} = 0,52$$

Observant els valors obtinguts, l'aproximació exponencial dona una potència estimada amb un CP corresponent superior al límit de Betz, de manera que no serà un resultat vàlid. L'aproximació potencial dona un CP aproximadament el 87% del límit de Betz, de manera que és un valor físicament possible.

Per tant, la potència nominal estimada de la turbina a dissenyar sota les condicions de disseny és:

$$P_{nom} = 2048,2kW \approx 2100kW$$

7. Disseny hidrodinàmic

Com s'ha comentat prèviament, les turbines mareomotrius, igual que els aerogeneradors, es dissenyen amb unes formes tals que permeten el màxim aprofitament possible de l'energia present en el fluid. Aquestes formes són els perfils i les corresponents distribucions de corda i torsió. És, per tant, molt important fer una bona tria dels perfils que formaran part de les pales de la turbina, ja que d'ells en dependrà l'eficiència de les pales sota les condicions de treball.

Seria desitjable l'ús de perfils que sota les condicions de disseny de la pala oferissin la màxima eficiència hidrodinàmica, ja que és el moment en que la relació entre la sustentació i la resistència és màxima. Sovint, però, els perfils que ofereixen aquesta relació màxima, poden presentar uns espessors massa petits, de manera que la integritat estructural del conjunt es veu compromesa i cal buscar una solució de compromís.

Una configuració que també sol ser desitjable (però no necessàriament bona), és la que fa ús d'un únic perfil al llarg de tota la pala. Aquesta solució aporta simplicitat al conjunt i facilita el procés de disseny ja que només cal analitzar un perfil sota diversos números de Reynolds. L'inconvenient que presenta és que l'espessor relatiu és un de sol al llarg de tota la pala de manera que estructuralment es torna ineficient. Observant la Figura 12 es pot intuir fàcilment que els valors més alts de moment flector es trobaran a l'arrel, fet que requerirà una major inèrcia en aquesta zona i per tant un major espessor absolut que s'aconsegueix més fàcilment amb un major espessor relatiu; per contra a la zona de la punta el valor del moment és molt inferior i no cal tant espessor relatiu.

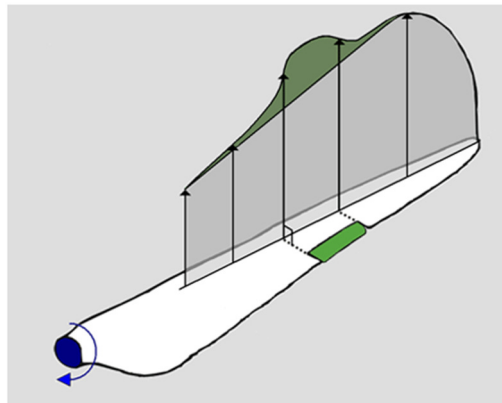


Figura 12 Distribució de càrregues al llarg d'una pala ¹¹

¹¹ Font de la imatge: [53]

7.1 Selecció dels perfils

Tenint en compte les dues condicions esmentades, la decisió va ser l'ús de famílies de perfils, de manera que es té una reducció progressiva de l'espessor relatiu alhora que s'obtenen transicions més suaus entre les diverses seccions que si es fan servir perfils de famílies diferents.

Les dues famílies de perfils considerades són la família de perfils NACA 44XX i la família de perfils NREL S8XX. A l'Annex 1. Hidrodinàmica, s'explica en detall com es va realitzar el disseny de la pala amb ambdues famílies i com comparant el comportament hidrodinàmic sota les condicions de disseny es va seleccionar la família utilitzada. A la Figura 13 i a la Figura 14 es poden veure alguns perfils corresponents a les famílies NACA 44XX i NREL S8XX respectivament.

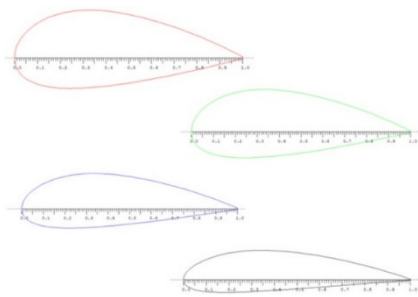


Figura 13 Família NACA 44XX

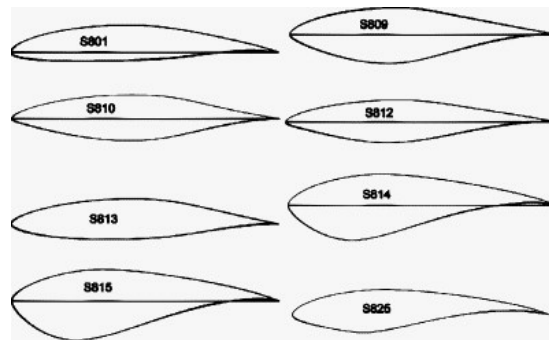


Figura 14 Família NREL S8XX ¹²

Perfils NACA 44XX

Aquesta família de perfils pertany a la col·lecció NACA de 4 xifres. Aquests perfils tenen una sèrie de característiques concretes:

- Màxim espessor situat al 30% de la corda
- Línia mitja construïda a partir de dues corbes quadràtiques que convergeixen a la posició de màxima curvatura.
- Bones característiques en front de la pèrdua i a altes velocitats.
- Coeficient de sustentació màxim relativament baix i resistència i moment de capcineig elevats.

No és estrany trobar perfils NACA de 4 xifres en el disseny d'aerogeneradors.

¹² Font de la imatge: <http://bit.ly/1SF87xa>

En les turbines mareomotrius el rang d'angles d'atac de treball és superior al que es té en el cas dels avions, de manera que un bon comportament enfront de la pèrdua sempre és bo en el seu disseny. També és bo que el CL màxim sigui relativament baix ja que d'aquesta manera les càrregues que ha de suportar la pala són menors que si aquests valors fossin molt elevats.

Perfils NREL S8XX

Família de perfils desenvolupada per el National Renewable Energy Laboratory (NREL) dels Estats Units. Estan dissenyats especialment per al seu ús en aerogeneradors, motiu pel qual van ser considerats a l'hora de dissenyar aquesta turbina mareomotriu.

Com es pot observar en la Figura 14 la forma dels perfils varia considerablement al llarg de tota la família de manera que en la pala dissenyada se'n van seleccionar 5 en ordre d'espessor relatiu decreixent.

Com s'explica a l'Annex 1. Hidrodinàmica, la família finalment escollida va ser la dels perfils NREL S8XX. La distribució dels perfils al llarg de les diferents seccions de la pala és la que es mostra a la Taula 1. Aquesta distribució es va realitzar de manera decreixent i es va tenir en compte que l'espessor relatiu anés disminuint al llarg de la pala. A la Referència¹³ es realitza un estudi sobre les diferents famílies de perfils a usar en turbines mareomotrius i en el cas de la família NREL S8XX, la distribució proposada es pot veure a la Taula 2. Es van escollir perfils que fossin geomètricament compatibles entre ells.

Observant ambdues taules, es pot establir que la distribució escollida per a la pala a dissenyar estava dins dels límits establerts en aquell estudi i per tant era vàlida.

r/R (%)	NREL S8XX
20 - 28	S815
32 - 44	S814
48 - 64	S818
68 - 80	S825
84 - 100	S826

Taula 1 Distribució dels diferents perfils de la família NREL S8XX al llarg de la pala

¹³ <http://bit.ly/1SF87xa>

r/R (%)	Perfil
30	S815
40	S814
75	S825
95	S826

Taula 2 Distribució dels diferents perfils de la família NREL S8XX a la Referència¹

7.2 Geometria de la pala

La pala consta de 3 paràmetres geomètrics principals: envergadura, corda i torsió. Tenint en compte que l'envergadura ve fixada per la condició de disseny de que el diàmetre del rotor ha de ser de 25m, cal calcular els altres dos.

En primer lloc, cal establir les condicions de disseny de la pala que permetran obtenir la geometria. Aquestes condicions són:

- Velocitat del fluid de disseny: 2.5 m/s
- Nombre de pales: 3 pales
- Tip Speed Ratio: 6

El Tip Speed Ratio (λ) és la relació entre la velocitat de la punta de la pala i la velocitat del fluid. Es defineix mitjançant la següent expressió:

$$\lambda = \frac{\Omega \cdot R}{U_{\infty}}$$

Aquest és un paràmetre de disseny de gran importància com veurem al llarg d'aquest desenvolupament i del seu valor en podrem extreure alguns paràmetres necessaris per obtenir la geometria. El fet de triar $\lambda = 6$ com a valor de disseny es deu a que és un valor pròxim a l'òptim en rotors de tres pales. Posteriorment s'anirà comprovant si aquest valor és adequat o cal modificar-lo.

A partir del TSR de disseny i de la velocitat del fluid de disseny, es pot obtenir una velocitat de rotació del rotor.

$$\Omega = \frac{U_{\infty} \cdot \lambda}{R} = \frac{2.5 \frac{m}{s} \cdot 6}{12.5 m} = 1.2 \frac{rad}{s}$$

Amb aquesta velocitat de rotació es podrà obtenir la velocitat de cada una de les seccions en les que es divideix la pala.

La pala està dividida en 21 seccions que van des dels 2.5m fins a la punta de la pala, en trams de 0.5m. El fet de que comenci als 2.5m i no a 0 és perquè la zona del nucli del rotor i el primer tram de la pala es considera que no formen part de la zona hidrodinàmica de la pala i es treuen fora del procés de disseny inicial.

Un cop obtinguda la velocitat de rotació, el següent pas consisteix en definir una distribució de corda inicial per poder definir uns números de Reynolds amb els quals iniciar el procés de disseny. Per simplicitat, la distribució inicial es va prendre lineal amb valors arbitraris de corda a l'arrel i a la punta de la pala. A la Figura 15 es mostra la distribució inicial i l'expressió que la regeix.

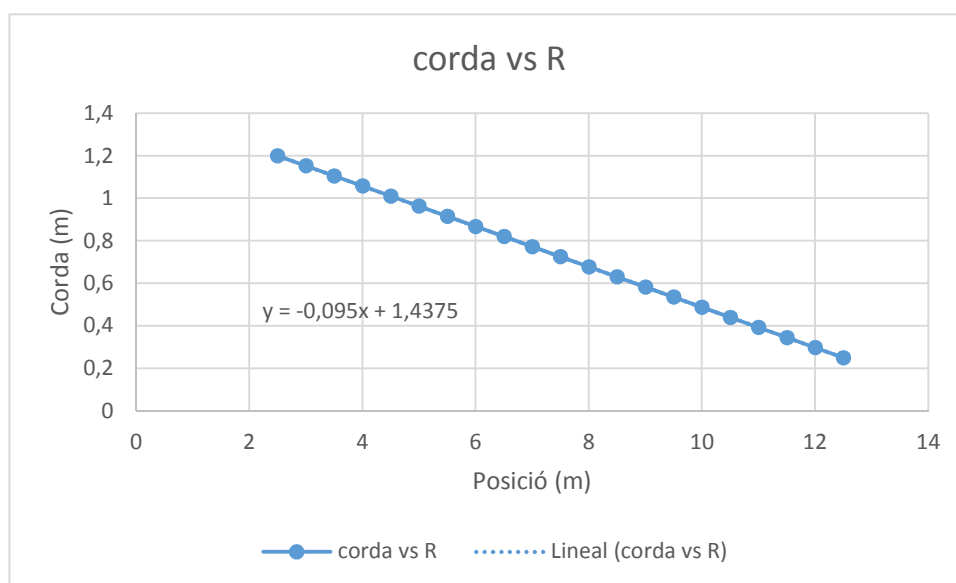


Figura 15 Distribució inicial de cordes

Amb aquesta distribució queden fixats per tant els números de Reynolds amb els que es farà el primer anàlisi de la pala. Els valors són els mostrats a la Taula 3 Distribució de números de Reynolds inicial.

Secció	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
Nº de Re	1.97e6	2.27e6	2.54e6	2.77e6	2.98e6	3.16e6	3.30e6	3.41e6	3.50e6	3.55e6	3.57e6	3.55e6	3.51e6	3.44e6	3.33e6	3.20e6	3.03e6	2.83e6	2.60e6	2.34e6	2.05e6

Taula 3 Distribució de números de Reynolds inicial

Pel que fa a la distribució de torsió, cal tenir en compte alguns conceptes teòrics primer. Si s'observa la Figura 16, es pot veure els diferents angles que veu un perfil en rotació dins d'un fluid.

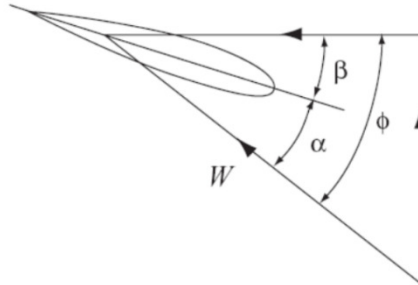


Figura 16 Diferents angles en un perfil rotant en un fluid

L'angle α és el que es coneix com a angle d'atac, corresponent a l'angle entre la direcció X-body i la direcció X-wind. L'angle β és la torsió de la pala i ens dona l'angle entre la línia de sustentació nul·la del perfil i el pla del rotor; i per últim l'angle ϕ és aquell amb el que el pla del rotor veu la velocitat del fluid.

Com que l'objectiu del treball és trobar un disseny òptim, el primer que es farà és calcular una distribució òptima de l'angle ϕ per maximitzar l'extracció d'energia en una turbina de velocitat variable.

Com s'ha vist a l'inici del treball en calcular el CP màxim teòric, el coeficient d'influència "a" ha de valdre 1/3, i el coeficient "a'" vindrà donat per l'expressió que segueix.

$$a' = \frac{a \cdot (1 - a)}{\lambda^2 \cdot \mu^2}$$

on $\mu=r/R$ és la relació entre la posició d'una secció i el radi total de la pala.

Seguint el desenvolupament descrit a [52], s'arriba a l'expressió que determina la distribució de l'angle ϕ que fa òptima la distribució de torsió per maximitzar l'extracció d'energia.

$$\Phi = \text{atan} \left(\frac{\frac{2}{3}}{\lambda \cdot \mu \cdot \left(1 + \frac{2}{9 \cdot (\lambda \cdot \mu)^2} \right)} \right)$$

Com es pot observar, per a un valor de TSR fixat com és el cas, la distribució de ϕ es mantindrà constant al llarg de tot el procés de disseny. Observant la Figura 16, es pot deduir que la torsió de la pala vindrà donada per l'expressió.

$$\beta = \Phi - \alpha$$

Això vol dir que ara cal determinar la distribució d'angles d'atac que toqui. Una opció és fer una distribució arbitrària triant angles d'atac a l'atzar, però no és la millor solució ja

que com s'ha comentat abans és interessant i desitjable obtenir un disseny que treballi en condicions de màxima eficiència hidrodinàmica o molt a la vora.

En les zones central i de la punta de la pala es busca la condició ja esmentada d'alts valors d'eficiència, mentre que a la zona de l'arrel és acceptable cercar valors alts de CL ja que el moment que generarà tampoc serà especialment important degut a la proximitat al punt de suport.

Per veure més clarament les diferents forces hidrodinàmiques que actuen sobre el perfil i sobre el pla del rotor tenim la Figura 17. En la direcció del fluid hi ha la resistència (D). Perpendicular a aquesta direcció del fluid hi ha la sustentació. Si es projecten aquestes dues forces sobre els eixos del pla rotor s'obtenen l'empenta (T) i la tangencial (Q) que dóna el parell que permetrà obtenir potència. Les 4 forces es relacionen entre elles amb les equacions que es mostren a continuació.

$$T = L \cdot \cos \Phi + D \cdot \sin \Phi$$

$$Q = L \cdot \sin \Phi - D \cdot \cos \Phi$$

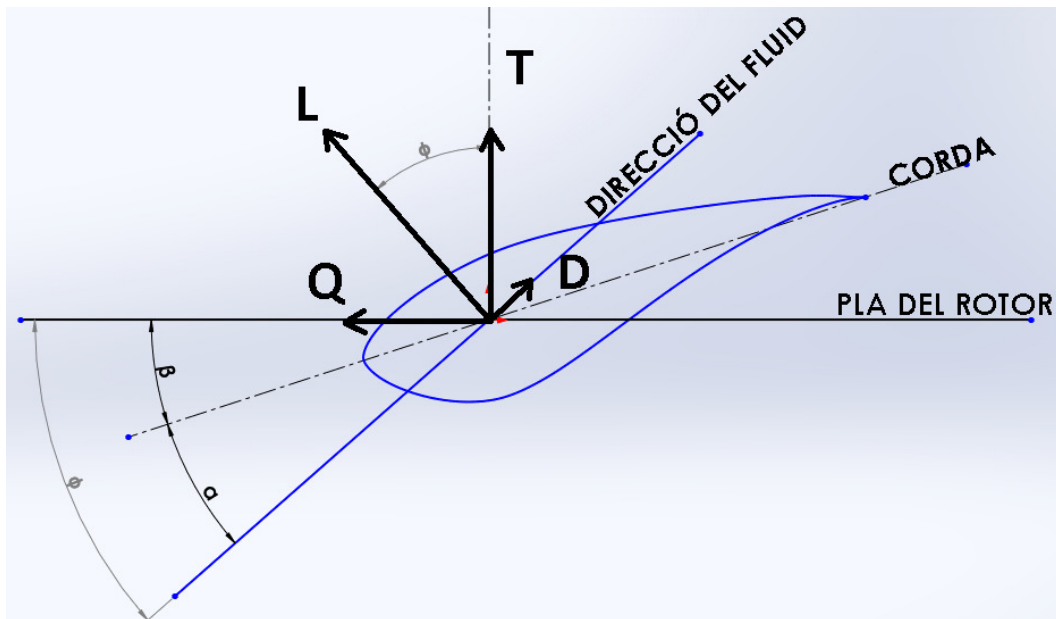


Figura 17 Forces hidrodinàmiques sobre el perfil i el pla del rotor

El procediment per determinar la distribució d'angles d'atac que es proposa en el treball consisteix en fer un primer anàlisi de les diverses seccions amb els números de Reynolds corresponents a la primera distribució de cordes explicada anteriorment. Un cop analitzats els perfils, es tabulen els resultats i es busca l'angle d'atac que dóna la màxima eficiència hidrodinàmica en cada un dels casos.

A la Taula 4 es pot veure els resultats per a les dues famílies de perfils.

SECCIÓ	Posició radial (m)	Nº DE REYNOLDS	ANGLES MAX. EFF. NREL S8XX
1	2.5	1.97e6	7.20
2	3.0	2.27e6	6.90
3	3.5	2.54e6	6.70
4	4.0	2.77e6	5.70
5	4.5	2.98e6	5.50
6	5.0	3.16e6	5.35
7	5.5	3.30e6	5.25
8	6.0	3.41e6	7.50
9	6.5	3.50e6	7.45
10	7.0	3.55e6	7.40
11	7.5	3.57e6	7.40
12	8.0	3.55e6	7.40
13	8.5	3.51e6	4.35
14	9.0	3.44e6	4.35
15	9.5	3.33e6	4.45
16	10.0	3.20e6	4.55
17	10.5	3.03e6	3.40
18	11.0	2.83e6	3.50
19	11.5	2.60e6	3.65
20	12.0	2.34e6	3.85
21	12.5	2.05e6	4.10

Taula 4 Angle de màxima eficiència hidrodinàmica en cada secció

Observant els resultats, es detecta que l'angle de màxima eficiència té tendència a disminuir, però que en una certa posició radial i per a un dels perfils es produeix un increment de l'angle. Ja que la tendència és decreixent, es va optar per obviar aquesta discontinuïtat i traçar una aproximació.

En la Figura 18 es mostra l'aproximació per a la família de perfils NREL S8XX on es van obviar els angles de les seccions 8 – 12 per mantenir la continuïtat decreixent.

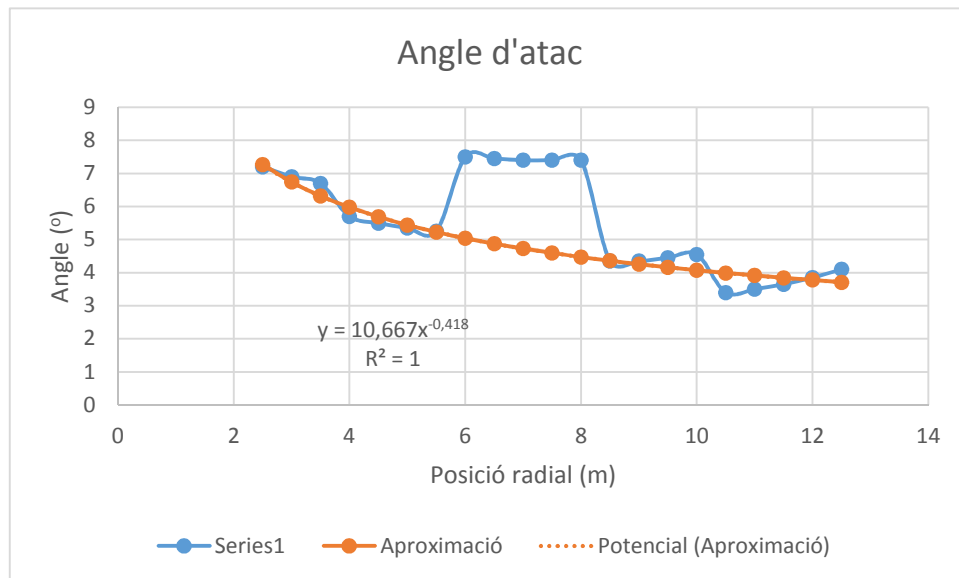


Figura 18 Angles de màxima eficiència i aproximació realitzada per a la família NREL S8XX

L'aproximació que es va realitzar de la distribució d'angles d'atac és de tipus potencial i segueix l'expressió:

$$y = 10,667x^{-0,418}$$

Finalment a la Taula 5 es mostren les dades inicials amb les que es va iniciar el disseny de la pala, incloent el perfil usat en cada secció, la distribució de cordes i la distribució de torsió.

Posició (m)	Corda (m)	NREL S8XX	
		Perfil	Torsió (°)
2.5	1.20	S815	18.43
3.0	1.15	S815	15.95
3.5	1.11	S815	13.88
4.0	1.06	S814	12.15
4.5	1.01	S814	10.73
5.0	0.96	S814	9.53
5.5	0.92	S814	8.52
6.0	0.87	S818	7.66
6.5	0.82	S818	6.92
7.0	0.77	S818	6.28
7.5	0.73	S818	5.72
8.0	0.68	S818	5.24

Posició (m)	Corda (m)	NREL S8XX	
		Perfil	Torsió (°)
8.5	0.63	S825	4.80
9.0	0.58	S825	4.41
9.5	0.54	S825	4.07
10.0	0.49	S825	3.76
10.5	0.44	S826	3.48
11.0	0.39	S826	3.22
11.5	0.35	S826	3.00
12.0	0.30	S826	2.78
12.5	0.25	S826	2.59

Taula 5 Paràmetres inicials de la pala

Un cop definida la distribució d'angles d'atac per a cada una de les versions, es va procedir a cercar els valors de C_l i C_d corresponents per a cada secció. Per tal de calcular la nova distribució de la corda es va fer servir l'expressió extreta de [52] per a la màxima extracció d'energia (condició $a=1/3$). L'equació que dona la distribució de cordes es depenent del C_l i és la que segueix:

$$\frac{c}{R} = \frac{2 \cdot \pi}{\lambda \cdot N \cdot C_l} \cdot \frac{\frac{8}{9}}{\sqrt{\frac{4}{9} + (\lambda \cdot \mu)^2 \cdot \left(1 + \frac{2}{9 \cdot (\lambda \cdot \mu)^2}\right)^2}}$$

Aplicant aquesta expressió amb els angles d'atac corresponents es va obtenir la primera iteració del disseny. A la Figura 19 es pot veure la diferència entre la distribució inicial i la primera iteració. Cal destacar que les corbes corresponents a la primera iteració són les

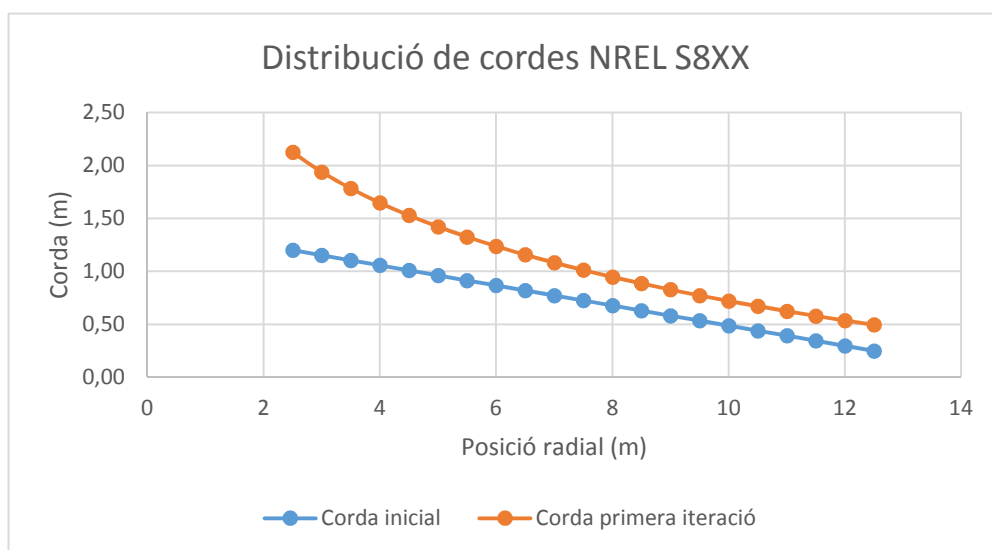


Figura 19 Comparativa entre la distribució inicial de cordes i la primera iteració en perfils NREL S8XX

que s'obtenen després de fer una aproximació de les dades obtingudes. En el cas dels perfils NREL S8XX l'aproximació va ser logarítmica amb un factor de correlació de 0.9931.

La distribució òptima suposaria continuar incrementant la corda cap a l'arrel de la pala. El problema és que per tal de facilitar la unió de la pala amb el nucli del rotor i també el moviment de la pala al voltant del seu eix, la millor opció és fer servir un primer tram cilíndric així que cal tallar la distribució de corda i iniciar la transició cap al cilindre que té menys corda que el primer perfil hidrodinàmic.

En aquest punt del disseny es va prendre la decisió de mantenir la distribució d'angles d'atac obtinguda en la primera iteració, de manera que la distribució de torsió indicada a la Taula 5 fos la definitiva. En l'apartat d'optimització es valorarà la possibilitat de modificar la distribució d'angles d'atac en cada iteració, fent el procés més llarg però mirant si el resultat és més òptim.

Amb la distribució de cordes de la primera iteració i la distribució d'angles d'atac, es van analitzar de nou els perfils i es va obtenir una nova distribució de cordes, que com es pot veure a la Figura 20 és pràcticament igual que la obtinguda a la primera iteració (la diferència és de l'ordre de mil·límetres). Tenint en compte que la diferència era tan petita, la distribució obtinguda en aquesta segona iteració va quedar establerta com a definitiva.

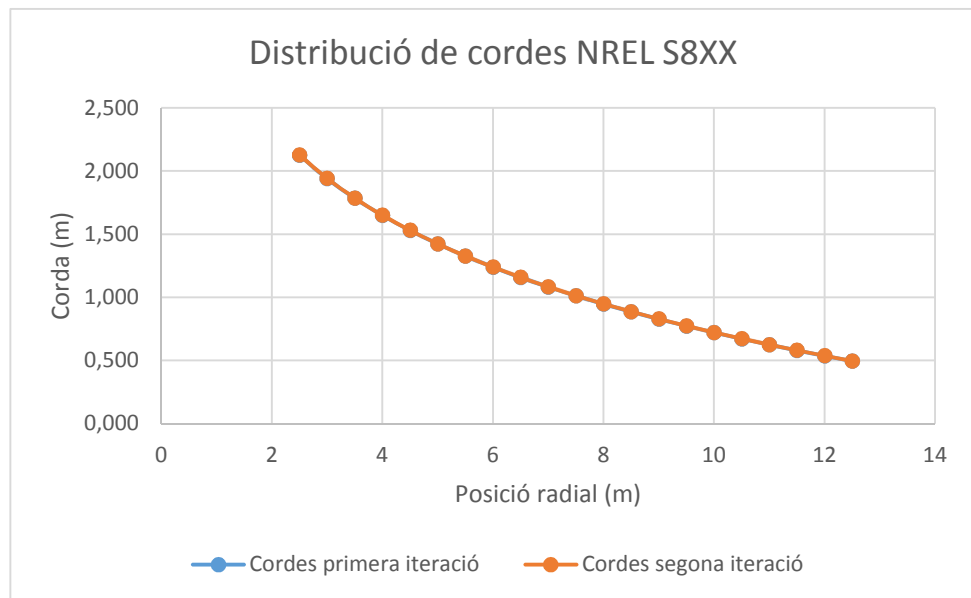


Figura 20 Distribució de cordes a la segona iteració

7.3 Anàlisi de les actuacions de la pala

Per tal d'estudiar el comportament de la pala sota les condicions de treball, calia fer-ne el model tridimensional. Per tal de fer la representació i un primer anàlisi de resultats, es va fer ús del programari lliure QBlade.

Degut a que el disseny fins aquest punt només havia inclòs la part hidrodinàmica, calia també definir el tros de pala restant. La part que va des del centre del rotor fins a 1.25m de radi es considera el nucli o hub. Des del nucli fins als 2.5m on comença la zona hidrodinàmica es va fer ús d'un perfil circular ja que presenta bones característiques estructurals per a les condicions de treball i permet una millor unió amb el hub que no pas una secció amb un perfil no circular.

A la Figura 21 es pot observar el disseny final de la pala, tot i que el disseny estructural pot acabar imposant modificacions en les seccions circulars de l'arrel. Cal remarcar que aquesta forma punxeguda en la zona de màxima corda no és desitjable per al disseny real de manera que en un disseny final apareixerà arrodonida per fer una transició més suau.

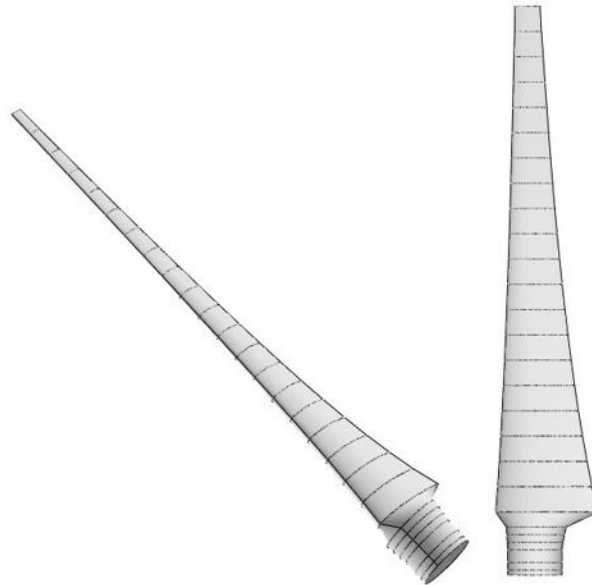


Figura 21 Representació tridimensional de la pala dissenyada

Tenint en compte que la turbina que s'està dissenyant és de velocitat variable, cal treure la restricció imposada anteriorment de $\lambda = 6 = \text{constant}$, i analitzar el comportament de les pales per a diferents valors de TSR, obtenint la corba $CP - \lambda$. Per al càlcul de la corba es va fer servir el software esmentat anteriorment, QBlade, amb el qual es va analitzar la turbina sota les següents condicions:

- TSR mínim: 1
- TSR màxim: 14

- Interval TSR: 0.5
- Densitat: 1025 kg/m³
- Viscositat: $1.83 \cdot 10^{-6}$ m²/s

Sota les condicions esmentades, es va obtenir la corba CP – λ , que es mostra a la Figura 22

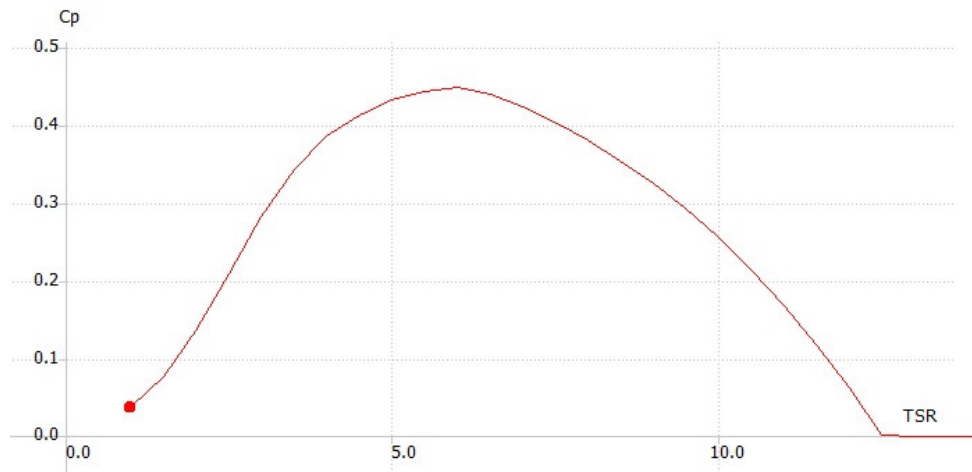


Figura 22 Corba CP vs TSR del rotor

Exportant les dades de la corba a un full d'Excel, es veu com per a un valor $\lambda=6.2$, s'obté el valor màxim CP=0.45.

Com s'ha comentat al principi del treball, el CP té un límit teòric situat a 0.6 aproximadament. Habitualment, els valors amb els que es treballa es troben entre 0.45 i 0.5, de manera que el disseny escollit es troba en un valor mig d'aquest rang habitual i per tant s'accepta com a possible disseny vàlid. En l'apartat posterior d'optimització es treballarà entre altres aspectes en la millora d'aquest valor.

A continuació cal obtenir la que es coneix com a corba estàtica de la turbina. Aquesta corba és en realitat un gràfic que proporciona informació sobre el comportament de la turbina a diferents velocitats del fluid. Compren corbes referents a velocitat de rotació (Ω), el coeficient de potència (CP), la potència (P), l'angle de pas i el parell (T).

A l'Annex1. Hidrodinàmica, es pot trobar el desenvolupament de la corba estàtica per a la turbina dissenyada, així com les consideracions i càlculs previs a realitzar. A la Figura 23 es mostra la corba estàtica de la turbina amb els gràfics de la potència, el coeficient CP i la velocitat de rotació.

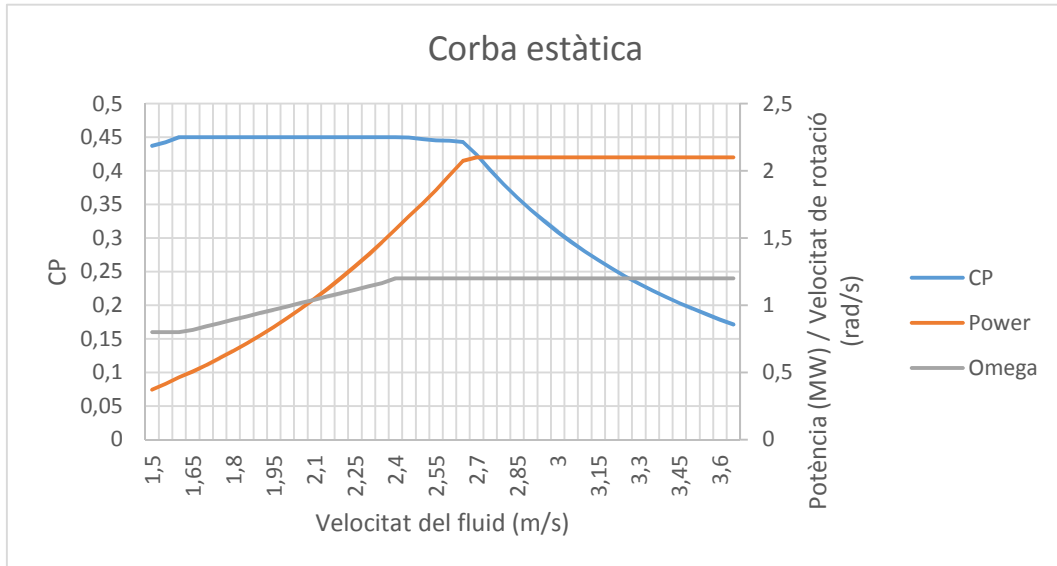


Figura 23 Corba estàtica del rotor

La corba de la potència està limitada a 2.1MW, valor establert com a potència nominal en base a la potència estimada al principi del treball. A partir del moment en que s'assoleix la potència nominal, la turbina manté constant el parell augmentant l'angle de pas de la pala.

7.4 Producció Anual d'Energia

Durant el disseny de la pala s'ha mirat de buscar el disseny que aportés, sota les condicions de disseny, un valor de CP el més proper al límit teòric establert per Betz i que per tant proporcionés la potència nominal estimada. Però com s'ha vist al principi del treball, les mareas són cícliques, per tant la velocitat va variant al llarg del dia i no sempre es donaran les condicions de disseny.

Aquestes condicions es van establir en base a diversos treballs i projectes on es considerava aquesta velocitat com a velocitat de disseny, però en un disseny real, caldria fer un estudi dels possibles emplaçaments de la turbina i fer-ne el disseny en conseqüència. Amb l'estudi dels emplaçaments, s'obté una corba de probabilitat d'ocurrència de les diferents velocitats del fluid al llarg del temps, de manera que es pot

obtenir la Producció Anual d'Energia, un paràmetre que s'intenta maximitzar i que en aquest treball es farà servir posteriorment com una de les variables a optimitzar.

S'han considerat dos possibles emplaçaments per a la turbina dissenyada, ambdós a Nord Amèrica. A la Figura 24 i a la Figura 25 es mostren les gràfiques de probabilitat d'ocurrència de les diferents velocitats de la corrent.

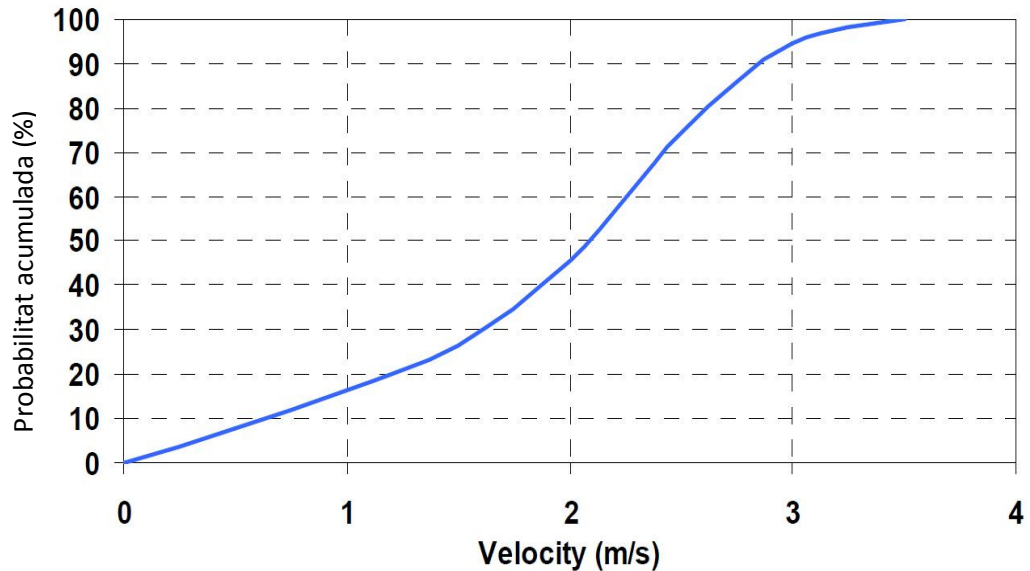


Figura 24 Corba de probabilitat acumulada de les diferents velocitats de corrent a Minas Passage, Canada¹⁴

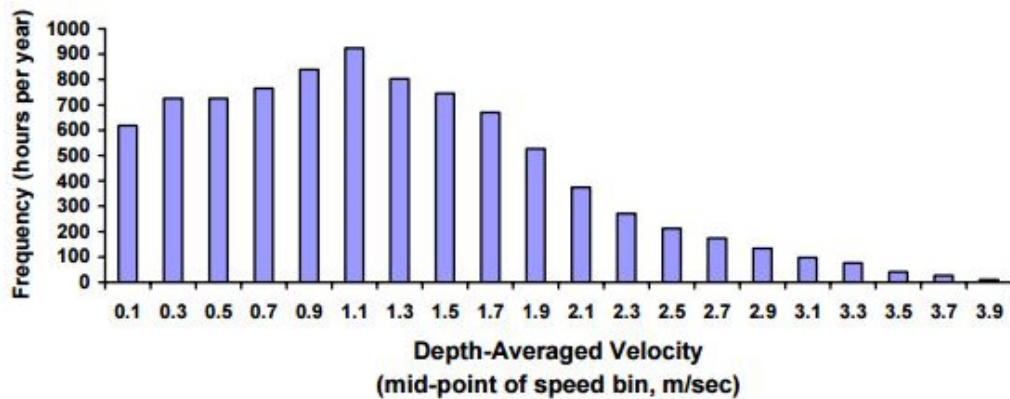


Figura 25 Hores per any de cada una de les velocitats al segon emplaçament¹⁴

La segona corba ens ofereix directament la quantitat d'hores per any en que es produeix cada velocitat, mentre que el primer gràfic ens mostra la corba de probabilitat acumulada, per tant, per tal d'obtenir la probabilitat d'ocurrència de cada velocitat haurem de restar el valor acumulat en aquell punt menys la probabilitat de l'anterior. Després d'operar amb les dades, el gràfic que s'obté és el que es mostra a la Figura 26.

¹⁴ Font de les imatges: <http://bit.ly/1f2YY24>

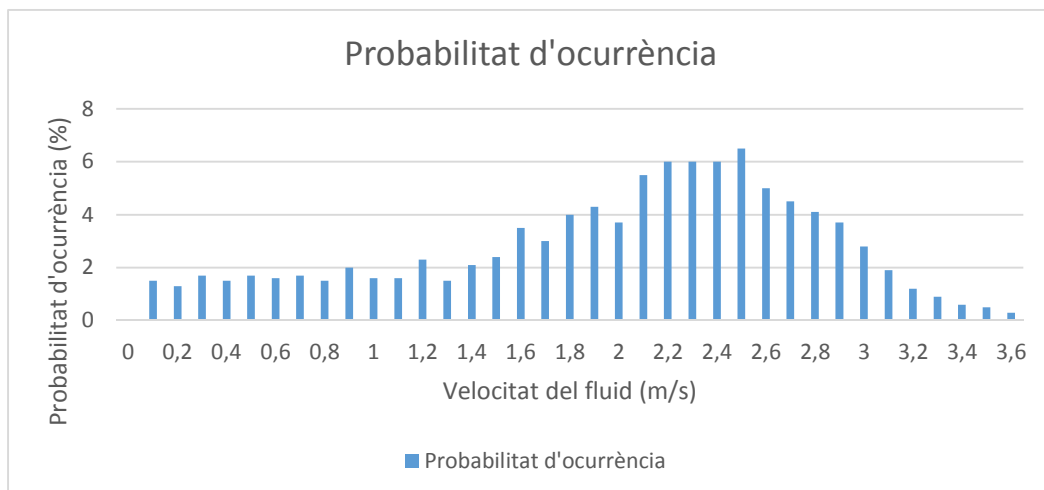


Figura 26 Hores per any de les diferents velocitats de corrent a Minas Passage, Canadà

Observant les dues distribucions de probabilitat d'ocurrència es veu ràpidament com l'emplaçament més favorable per a la turbina dissenyada serà el de Minas Passage (Canadà) ja que els valors més alts de probabilitat d'ocurrència es troben al voltant de la velocitat de disseny de la turbina.

Per tal de calcular la Producció Anual d'Energia només caldrà multiplicar la potència que aporta la turbina per cada velocitat (a partir de la corba estàtica) per la probabilitat d'ocurrència i pel nombre d'hores en un any (s'ha considerat un any de 365 dies). Els resultats per als dos emplaçaments són els que segueixen (1: Minas Passage, 2: Segon emplaçament).

$$AEP_1 = 9991MW \cdot h$$

$$AEP_2 = 3479MW \cdot h$$

Cal tenir en compte que la velocitat d'inici de funcionament de la turbina s'ha establert a 1.5m/s de manera que a l'emplaçament 1 la turbina es troba aturada en un nombre d'hores considerable, mentre que en el segon emplaçament la quantitat d'hores que està inoperativa correspon al 23.6% del total. A l'apartat d'optimització es valorarà disminuir el valor de la velocitat de posada en marxa a valors que permetin un major aprofitament de la turbina a l'emplaçament 1 sense variar-ne el disseny.

8. Disseny estructural

Un cop obtinguda la geometria definitiva de la pala, cal estudiar-ne el comportament sota les condicions de disseny. Anteriorment s'ha analitzat el seu comportament a nivell hidrodinàmic i en la part referent a la potència que aporta, però en aquest annex es tracten els efectes que tenen les forces hidrodinàmiques en l'estructura de la pala.

8.1 Anàlisi de càrregues

Abans de procedir amb l'anàlisi de càrregues, cal establir algunes de les expressions que es faran servir al llarg del procés de manera que es puguin mostrar d'una manera clara i entenedora i facilitin la lectura.

$$\theta = \text{atan}\left(\frac{U_{\infty} \cdot (1-a)}{\Omega \cdot r \cdot (1+a')}\right) \quad (1)$$

$$\alpha = \theta - \beta \quad (2)$$

$$C_T = C_l \cdot \cos\theta + C_d \cdot \sin\theta \quad (3)$$

$$C_Q = C_l \cdot \sin\theta - C_d \cdot \cos\theta \quad (4)$$

$$a = \frac{1}{\frac{4 \cdot \sin^2\theta}{C_T \cdot \sigma(r)} + 1} \quad (5)$$

$$a' = \frac{1}{\frac{4 \cdot \sin\theta \cdot \cos\theta}{C_Q \cdot \sigma(r)} - 1} \quad (6)$$

$$\sigma(r) = \frac{c(r) \cdot N}{2 \cdot \pi \cdot r} \quad (7)$$

$$dL = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2 \cdot c \cdot C_L \quad (8)$$

$$dD = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2 \cdot c \cdot C_D \quad (9)$$

$$dN = dL \cdot \cos\theta + dD \cdot \sin\theta \quad (10)$$

$$dA = dL \cdot \sin - dD \cdot \cos\theta \quad (11)$$

Durant tot el procés de disseny hidrodinàmic de la pala, es va establir que per tal d'obtenir la geometria que oferís màxima energia, el coeficient a tenia com a valor 1/3 sempre, i el coeficient a' era funció de a i de paràmetres constants. Un cop obtinguda la pala, però,

no seria realista mantenir aquests valors així, de manera que es va optar per fer un procés iteratiu amb els següents passos (el codi en Matlab es troba a l'Annex 4. Codis).

1. Inicialitzar els valors de a i a' amb $1/3$ i 0 respectivament
2. Calcular l'angle θ mitjançant l'expressió (1)
3. Determinar l'angle α amb l'expressió (2)
4. Obtindre el C_l i el C_d amb el programa d'anàlisi per al Re i α corresponent
5. Avaluar els coeficients d'empenta (C_T) i torsió (C_Q) amb les expressions (3) i (4)
Calcular els nous valors de a i a' a través de les expressions (5) i (6), on el terme $\sigma(r)$ correspon a la solidesa de la pala, que és la relació entre l'àrea escombrada pel rotor i l'àrea total de les pales i l'expressió de la qual es troba a l'equació (7).
6. Si la diferència entre el valor suposat de a i a' i els seus respectius valors calculats és superior a 10^{-4} , es prenen els valors calculats i es torna al primer pas, on es substitueixen pels valors inicials.
7. Si la diferència està per sota de 10^{-4} es procedeix a calcular les càrregues mitjançant les expressions (8), (9), (10) i (11), on dN i dA són els valors diferencials de la forces perpendiculars i tangencials al pla del rotor.

Si la pala no tingués torsió, els valors de dN i dA coincidirien amb els de dL i dD , però al tenir torsió, cal tenir en compte aquests valors perpendicular i tangencial de cara a l'estudi de les càrregues.

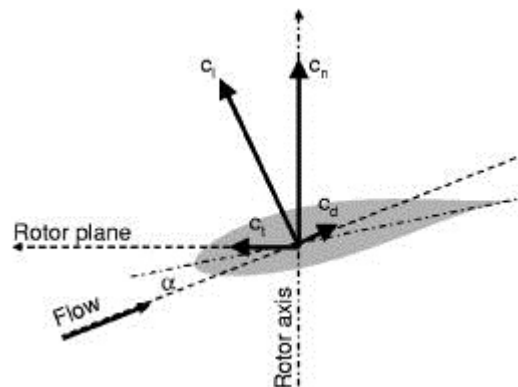


Figura 27 Forces en els eixos del fluid i en eixos del rotor¹⁵

A la Figura 27 es poden veure els quatre coeficients adimensionals corresponents a les forces descrites. L'angle existent entre la corda del perfil i el pla del rotor és el que fa que les forces es descomponguin en eixos diferents.

¹⁵ Font de la imatge: <http://bit.ly/1GesRVX>

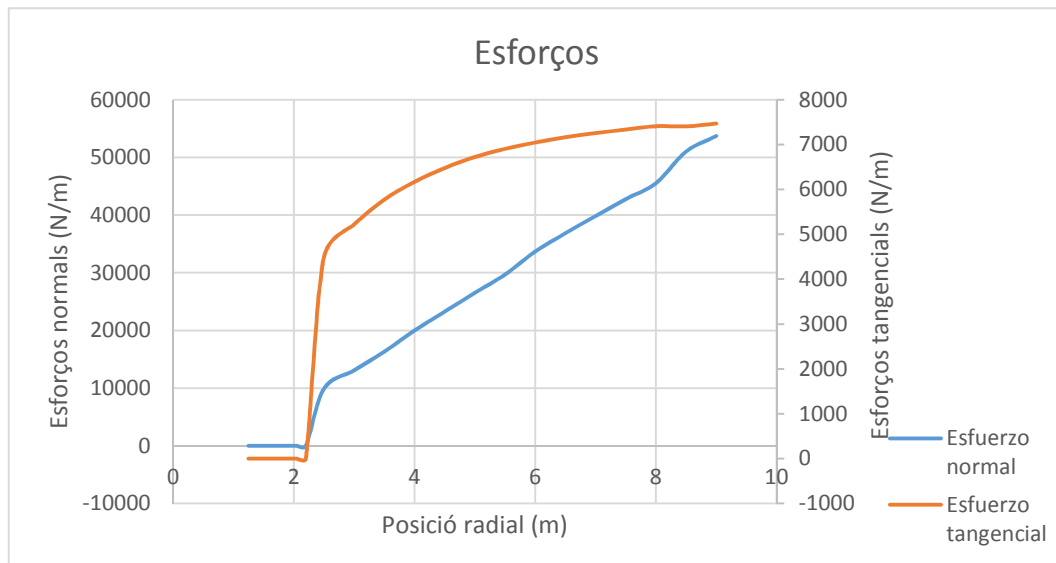


Figura 28 Esforços normals i tangencials al llarg de la pala

Si es representen els valors corresponents a cada secció de la pala, s'obté la distribució al llarg de la pala d'esforços normals i tangencials, com es pot veure a la Figura 28.

Degut a que les seccions que van des de l'arrel de la pala (situada a 1.25m del centre del rotor) fins al primer perfil són perfils cilíndrics, la sustentació i la resistència que provoquen s'han considerat menyspreables, però de cara a la distribució d'esforços tallants i de moments si que es veuran afectades.

Considerant ara la pala com una biga encastada amb un extrem lliure, es poden aplicar les expressions corresponents a la teoria de bigues i que es mostren a les expressions (12) i (13).

$$\frac{dT_z}{dy} = -q_z(y) \quad (12)$$

$$\frac{dM_x}{dy} = T_z \quad (13)$$

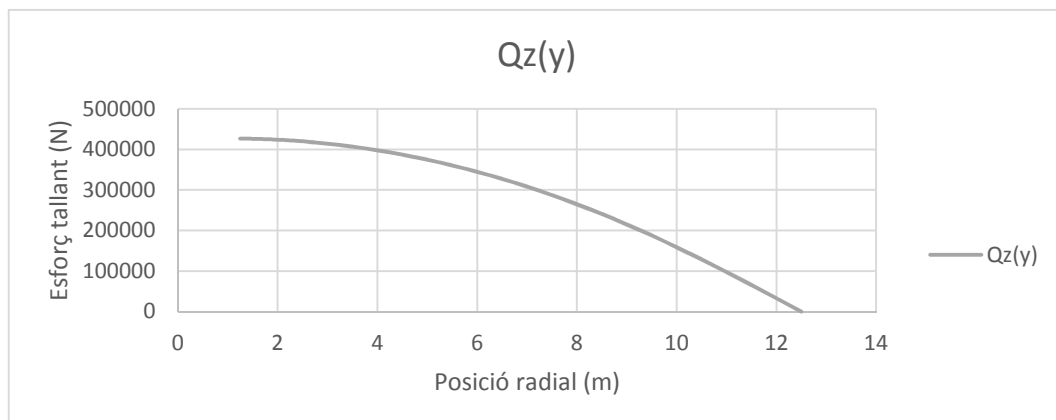


Figura 29 Esforços tallants deguts a la distribució de forces perpendiculars al pla del rotor

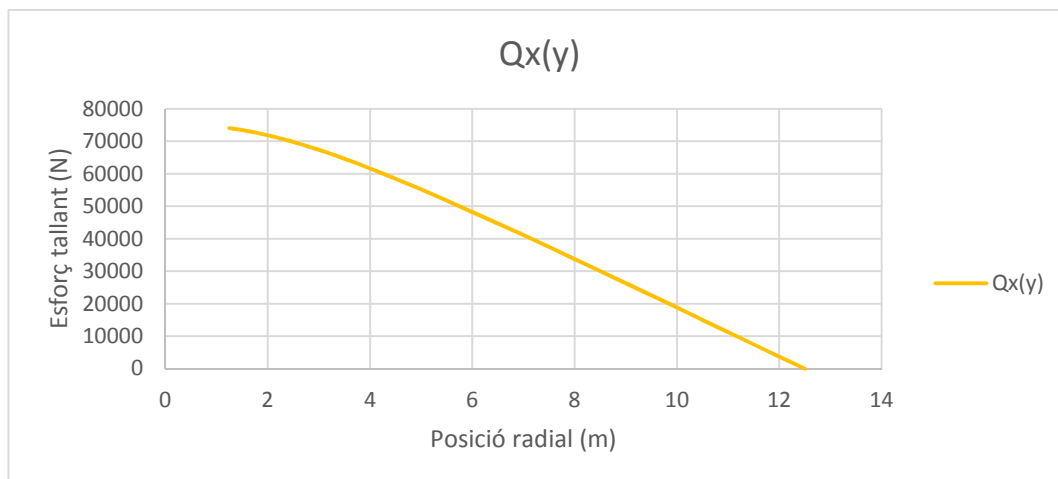


Figura 30 Esforços tallants deguts a la distribució de forces tangencials al pla del rotor

Es fa ús d'aquestes expressions ja que el que es té al llarg de la pala és una càrrega distribuïda i cal estudiar els efectes d'aquesta distribució de càrrega al llarg de tota la pala. Integrant l'expressió (12) s'obté la distribució d'esforços tallants al llarg de la pala. Tenint en compte que hi ha uns esforços normals i uns tangencials, s'obtingueren dues distribucions de tallants perpendiculars entre si. La distribució deguda als esforços normals es troba a la Figura 29 i la deguda als tangencials a la Figura 30.

Es pot observar mirant ambdós gràfics, que la secció de la pala que tindrà uns esforços tallants més elevats serà l'arrel de la pala, és a dir, la secció on la pala s'uneix amb el nucli del rotor. Si ara es fa ús de l'expressió (13) s'obtenen les dues distribucions de moments flectors.

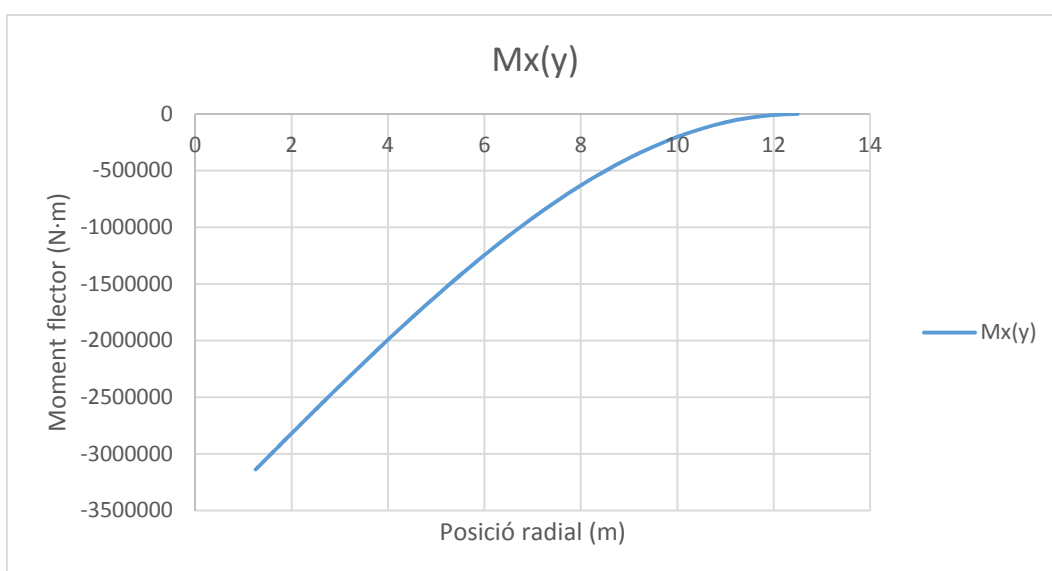


Figura 31 Moment flector degut a la distribució de forces perpendiculars al pla del rotor

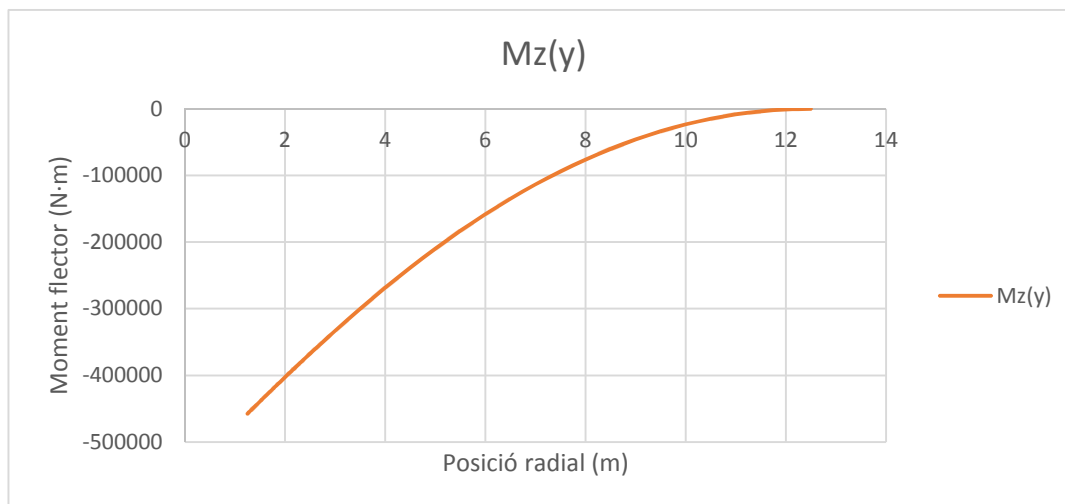


Figura 32 Moment flector degut a la distribució de forces tangencials al pla del rotor

Per últim, cal considerar el moment torçor que apareix a l'arrel. Al perfil les reaccions hidrodinàmiques s'apliquen al centre de pressions. Degut a que aquest punt és variable amb l'angle d'atac, el que es fa és aplicar les reaccions al centre aerodinàmic (1/4 de la corda) i afegir un moment Cm_0 en aquest mateix punt. Juntament amb aquest moment del centre aerodinàmic, també contribueix al moment torçor la distribució de forces perpendiculars al pla del rotor. Aquestes forces generen un moment torçor degut a que la línia ¼ està desplaçada respecte a l'eix de la pala a l'arrel. La distància entre les dues línies es manté constant al llarg de tota la pala i és la que segueix.

$$d = 0.25 \cdot 1.07m = \mathbf{0.2675m}$$

Amb aquesta distància i calculant la càrrega concentrada equivalent a les forces perpendiculars al pla del rotor s'obté el valor del moment torçor a l'arrel degut a les forces perpendiculars.

$$M_y = Q_z \cdot d = 420098N \cdot 0.2675m = \mathbf{112.376kN \cdot m}$$

Com s'ha comentat, l'existència d'aquest moment torçor es deguda al moment del centre aerodinàmic i a la distància entre l'eix de rotació de la pala sobre si mateixa i la línia ¼ de la corda a on estan els esforços perpendiculars. Per tal de simplificar l'estructura i anular la contribució de les forces perpendiculars al moment torçor, es podria redissenyar la pala per tal que les seccions circulars prèvies a la zona hidrodinàmica tinguessin el seu eix alineat amb la línia ¼. Però si s'observa com quedaria llavors la pala, es pot observar que la concentració de tensions a la zona d'unió de la part cilíndrica amb la hidrodinàmica deguts als esforços tangencials, seria superior a la que es produeix amb el disseny en que s'alineen les línies ¼.

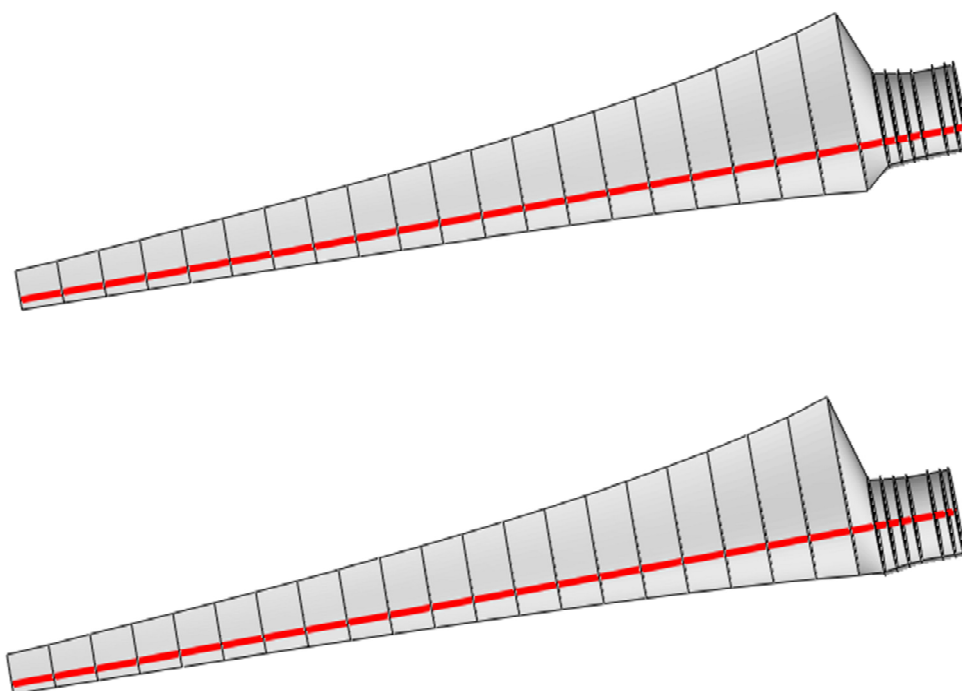


Figura 33 Configuració que evita el moment torçor i configuració amb línia 1/4

A la Figura 33 es poden observar les dues configuracions descrites, la de sota amb el disseny que evitaria part del moment torçor i la de sobre amb el disseny considerat que és el que alinea les línies $\frac{1}{4}$.

Cal considerar també el propi pes de la pala, el qual es considera com una càrrega distribuïda al llarg de la pala. Aquest pes, però, no es pot saber sense tenir dissenyada l'estructura, de manera que en un primer moment se suposa menyspreable i un cop s'obté una primera configuració estructural, s'afegeix la distribució de pesos de la pala i es va iterant fins a obtenir una convergència en els valors.

8.2 Configuració estructural

Un cop obtingudes les diferents càrregues que actuen sobre la pala, cal establir quina serà la seva configuració estructural. En funció de les condicions de treball i de les limitacions que s'imposin a la pala, hi haurà una configuració que funcionarà millor que altres. Com s'ha vist al principi del treball, actualment es treballa amb diverses configuracions de manera que es farà un estudi de cada una de les opcions de cara a escollir la que millor s'ajusta al a pala dissenyada.

Cal tenir en compte algunes limitacions en el disseny de l'estructura interior de la pala:

- Torsió de la pala
- Estretament progressiu de la pala
- Espessor relatiu de la pala a les seccions de la punta

Un aspecte important que també cal tenir en compte a l'hora de dissenyar l'estructura de la pala és el fet que al treballar sota l'aigua i a una certa profunditat, la pala haurà de suportar la pressió hidrostàtica de l'aigua que pot provocar deformacions no desitjades a la pell de la pala i caldrà establir mecanismes per compensar aquesta pressió exterior.

En els aerogeneradors, les configuracions estructurals més comunes són 5, cadascuna amb les seves característiques pròpies i els seus avantatges i inconvenients. Com s'ha vist al llarg del disseny hidrodinàmic, les turbines mareomotrius i els aerogeneradors comparteixen gran part de les seves característiques i per tant també poden adoptar configuracions estructurals semblants, sempre i quan s'adeqüin a les condicions de treball de cada cas.

8.2.1 Spar caps & shear webs

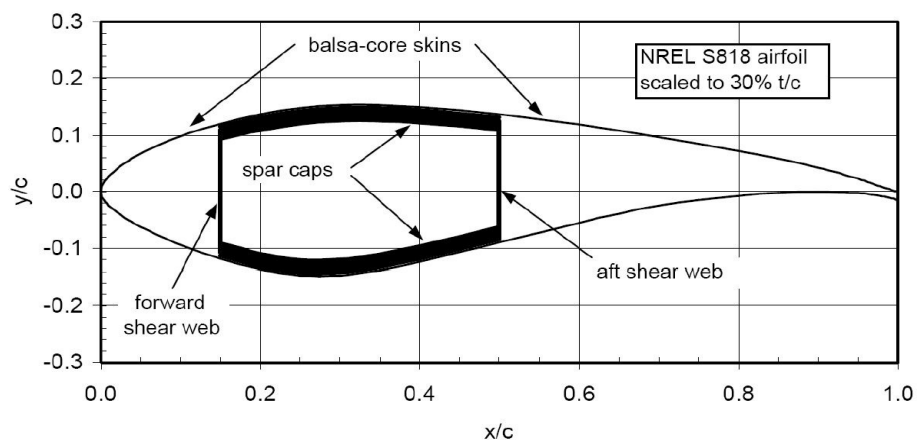


Figura 34 Configuració Spar caps & Shear webs en un perfil NREL S818 ¹⁶

Les seccions de la pala estan formades per tres elements:

- **2 shear webs:** incrementen la rigidesa de la secció en la direcció fora del pla del rotor. Suporten tensions tallants degudes als esforços tallants i al moment torçor.
- **2 spar caps:** suporten tensions perpendiculars degudes als moments flectors fora del pla del rotor i tensions tallants degudes al moment torçor.

¹⁶ Font de la imatge: <http://bit.ly/1GtCPUS>

- **Pell:** suporta tensions tallants degudes al moment torçor i tensions perpendiculars degudes als moments flectors en el pla del rotor. Cal que tingui una gran inèrcia.

8.2.2 Spar box

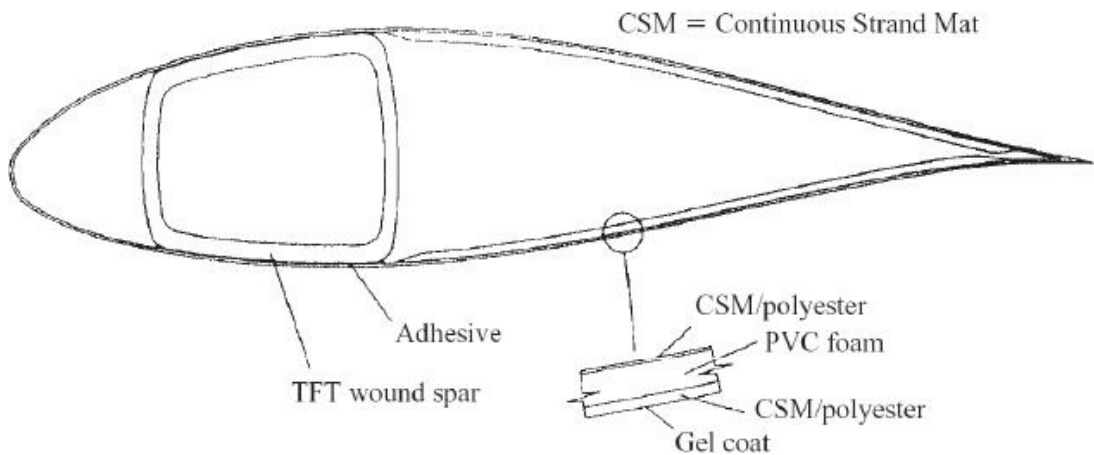


Figura 35 Configuració Spar box ¹⁷

Les seccions de la pala estan formades per dos elements:¹⁷

- **1 caixa:** incrementa la rigidesa de la secció fora del pla del rotor. Suporta tensions normals degudes als moments flectors fora del pla del rotor, i tensions tallants degudes als esforços tallants i al moment torçor.
- **Pell resistent:** suporta tensions tallants degudes al moment torçor i tensions normals degudes als moments flectors en el pla del rotor. Cal que tingui una gran inèrcia.

8.2.3 Monocasc

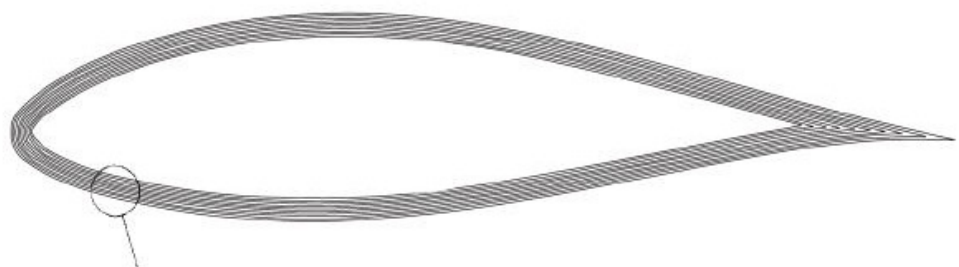


Figura 36 Configuració monocasc ¹⁸

¹⁷ Font de la imatge: [51]

¹⁸ Font de la imatge: [51]

En aquest cas les seccions de la pala estan formades per un sol element, la pell. Aquesta pell ha de tenir una gran rigidesa (espessor limitat). Suporta tensions normals degudes als moments flectors dins i fora del pla del rotor, i tensions tallants degudes als esforços tallants i al moment torçor. Igual que passa en els avions, el fet de fer servir monocasc pot comportar problemes d'inestabilitat que cal compensar afegint més material, donant com a resultat pales més pesades i cares.

8.2.4 D – Spar

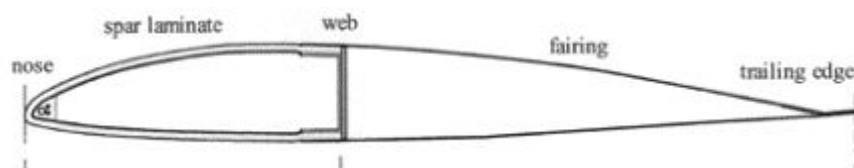


Figura 37 Configuració D – Spar ¹⁹

Aquesta configuració es caracteritza per tenir tres elements bàsics:

- **Estructura D – Spar:** té una gran rigidesa. Suporta les tensions normals degudes als moments flectors fora i dins del pla del rotor, i també suporta tensions tallants degudes als esforços tallants i al moment torçor.
- **Pell resistent:** suporta les tensions tallants degudes al moment torçor i també tensions normals degudes als moments flectors en el pla del rotor. Ha de tenir una gran inèrcia.
- **Honeycomb:** La part que va des del final del D – Spar fins al caire de sortida del perfil conté una configuració Sandwich amb honeycomb. Pot estar només en un cert gruix sota la pell o ocupar tot l'espai disponible. Proveeix estabilitat a la secció.

¹⁹ Font de la imatge: <http://bit.ly/1Mq6uOQ>

8.2.5 Configuració amb costelles

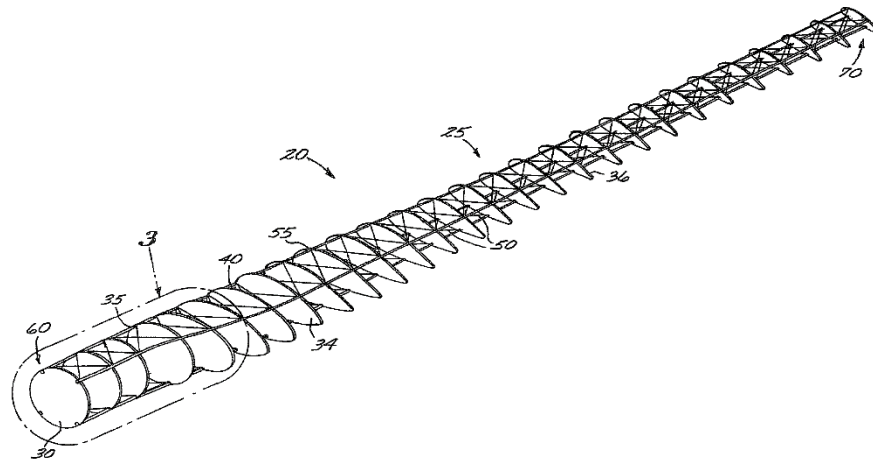


Figura 38 Configuració que inclou les costelles al llarg de la pala ²⁰

És la configuració que més s'assembla a la configuració en una ala d'avió. Conté tres elements principals:

- **Caixa:** pot ser una caixa o dos shear webs i dos spar caps. Suporta les tensions tallants degudes als moments flectors fora del pla del rotor, i les tensions tallants degudes als esforços tallants i al moment torçor.
- **Pell resistent:** suporta tensions tallants degudes al moment torçor i també tensions normals degudes als moments flectors en el pla del rotor. Ha de tenir una alta inèrcia.
- **Costelles:** ajuden a mantenir la forma de la secció. S'encarreguen de transmetre les forces hidrodinàmiques de la pell a la caixa alhora que proporcionen estabilitat a la secció.

²⁰ Font de la imatge: <http://bit.ly/1f3Uqsr>

A part de les configuracions esmentades, se'n van considerar dues més de cara a aplicar-les al disseny de la pala. Una d'elles es pot considerar una variant de la última comentada, la que inclou costelles, fent servir com a caixa un cilindre de secció variable. Aquesta solució es pot observar a la Figura 39, on es mostra el disseny interior de la pala del projecte SeaGen del qual s'ha parlat anteriorment.



Figura 39 Configuració estructural de la pala del projecte SeaGen ²¹

El problema de cara a fer ús d'aquesta configuració en la pala dissenyada ve donat pels perfils usats i la torsió geomètrica de la pala. Degut a la forma variable dels perfils i a l'esmentada torsió, situar un cilindre a l'interior de la pala que tingués un bon comportament estructural i tingués un eix lineal va resultar impossible ja que en ocasions el cilindre sobresortia de la geometria de la pala, motiu pel qual va ser descartada aquesta configuració.

L'altra solució que es va considerar era la que fan servir els avions, que es podria considerar una fusió entre la configuració amb costelles i la configuració amb shear webs i spar caps. La solució proposada consistia en fer ús de dos perfils amb secció en C que

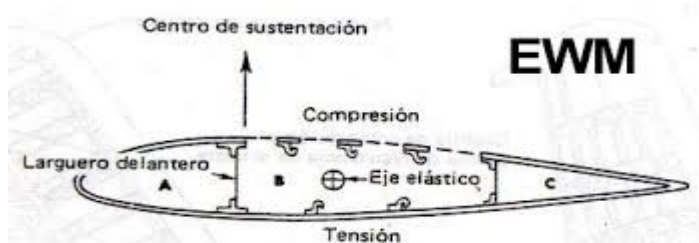


Figura 40 Configuració estructural típica d'una ala d'avió amb els dos perfils que formen el calaix de torsió

²¹ Font de la imatge: [53]

formessin un calaix de torsió, sumat a la presència de costelles que mantinguessin la geometria de la pala i aportessin estabilitat.

El principal desavantatge que presentava aquesta última solució en front de l'ús de la primera configuració comentada (Spar caps & shear webs) era en l'ús de les costelles que al final no fan sinó afegir pes al conjunt.

Com a avantatge estava el fet que en la configuració sense costelles la pell és un continu de manera que la seva gran longitud fa que hagi de tenir major inèrcia, mentre que al afegir costelles la longitud entre costelles és considerablement més petita que la total de la pala de manera que per evitar el vinclament de la pell cal una inèrcia menor que en l'altra configuració, podent-se reduir així l'espessor de la pell.

Després de fer una extensa recerca de projectes i estudis similars enfocats a dissenyar hidrodinàmica i sobretot estructuralment pales per a turbines mareomotrius, la conclusió a la que s'arriba és que la configuració més emprada és la de Spar caps & Shear webs de manera que en primera aproximació es considera aquesta com a l'estructura a fer servir en la pala. La configuració estructural escollida permet una bona adaptació a la geometria de la pala dissenyada i als esforços als que estarà sotmesa la pala.

Com a suport extra a la tria d'aquesta configuració estructural, està el fet que en l'actualitat és la configuració més utilitzada en el disseny i construcció d'aerogeneradors.

8.3 Selecció de materials

Com s'ha comentat anteriorment, les semblances entre les turbines mareomotrius i els aerogeneradors són molt superiors a les diferències que tenen entre ells. En la configuració estructural ja s'han considerat solucions que habitualment s'apliquen en els aerogeneradors i se n'ha escollit una que no és estrany trobar en dissenys actuals.

Degut a que les turbines mareomotrius no tenen el recorregut històric que tenen els aerogeneradors, les dades que estan disponibles pel que fa a materials usats i la seva disposició al llarg de la pala és limitada mentre que en el cas dels aerogeneradors aquesta informació és més abundant. Seguint amb la idea de la semblança entre les dues tecnologies, es consideren materials d'ús comú en aerogeneradors de cara al disseny de la pala. Tot i fer servir materials usats en aerogeneradors, els requeriments en el cas de la turbina mareomotriu també afectarà a la tria. Aquests requeriments especials són:

- Protecció enfront la corrosió
- Impermeabilitat

- Flotabilitat neutra
- Protecció antiadherent

La llista de materials considerats i les seves característiques principals es pot trobar a l'Annex 3. Materials.

Per tal de determinar els materials més adequats per a la turbina dissenyada i les seves condicions de treball, es fa ús de matrius ponderades. En aquestes matrius se situen les característiques que han de presentar els materials per a cada un dels elements de la configuració estructural escollida i es comparen entre ells. Si una característica és més important que una altra se li assigna un 1, si tenen la mateixa importància un 0 i si és menys important se li assigna un -1. Un cop totes les caselles de la matriu estan completes s'obté una suma total per a cada característica. Ordenant aquesta suma total de menor a major s'assignen valors a cada característica, 1 per la que té un valor més petit i el número màxim per la que té el valor més gran.

Posteriorment es procedeix a comparar els materials escollits amb les característiques ja ponderades de manera que s'obté una puntuació total per a cada material. El/s material/s que presenten una puntuació més alta per a cada element són els més adequats per a la pala dissenyada.

8.3.1 Matrius ponderades

En primer lloc es procedeix a determinar quines són les característiques més importants que ha de tenir el material per a cada un dels tres elements de la configuració: pell, webs i nucli.

Cal destacar que el nucli correspon a l'espai lliure dins de la pala. Aquest espai, com ja s'ha comentat, cal que sigui capaç de resistir els esforços degut a la pressió hidrostàtica de manera que habitualment s'omple amb algun material que exerceix de nucli o amb aigua.

Pel que fa a la pell, pot presentar una configuració amb diferents materials en diferents seccions en funció de les necessitats específiques de cada tram al llarg del perfil.

Característiques pell

1. Resistència a la corrosió
2. Adherència amb l'estructura interna
3. Mínim cost del material
4. Mínim temps de manufactura
5. Mòdul elàstic en la direcció de l'envergadura elevat

6. Resistència elevada en la direcció de l'envergadura
7. Pes neutral en l'aigua

Característiques webs

1. Pes neutral en l'aigua
2. Mòdul elàstic en la direcció de l'envergadura elevat
3. Mòdul tallant elevat
4. Resistència als tallants elevada
5. Mínim cost del material
6. Mínim temps de manufactura
7. Adherència amb la pell i el nucli
8. Unió entre el hub i la pala

Característiques nucli

1. Pes neutral en l'aigua
2. Manufactura (cal que sigui fàcil d'adaptar a la geometria interna de la pala)
3. Impermeabilitat
4. Resistència als tallants elevada
5. Resistència al vinclament
6. Adherència a la pell i a les webs
7. Mínim cost de material

Un cop definides les principals característiques que han de tenir els materials per a cada un dels elements que conformaran les diferents seccions de la pala, ja es poden construir les matrius ponderades per tal de seleccionar els materials més adients.

En alguns dels elements s'ha tingut en compte el preu, però en altres s'ha obviat i s'ha deixat per a següents fases del disseny de la pala.

Els materials que s'han considerat inclouen aliatges metàl·lics, plàstics i materials compostos, ja que aquests últims presenten un bon comportament estructural i una densitat continguda de manera que el pes total de la pala no és excessivament alt si es fan servir aquests materials.

Criteri	1	2	3	4	5	6	7	TOTAL	PES
1	0	1	1	1	1	1	1	6	7
2	-1	0	1	1	-1	-1	1	0	4
3	-1	-1	0	0	-1	-1	-1	-5	2
4	-1	-1	0	0	-1	-1	-1	-5	1
5	-1	1	1	1	0	1	1	4	6
6	-1	1	1	1	-1	0	1	2	5
7	-1	-1	1	1	-1	-1	0	-2	3

Taula 6 Matriu ponderada per a les característiques de la pell

Criteri	1	2	3	4	5	6	7	8	TOTAL	PES
1	0	-1	-1	-1	1	1	-1	-1	-3	3
2	1	0	-1	-1	1	1	-1	-1	-1	4
3	1	1	0	1	1	1	-1	-1	3	6
4	1	1	-1	0	1	1	-1	-1	1	5
5	-1	-1	-1	-1	0	0	-1	-1	-6	2
6	-1	-1	-1	-1	0	0	-1	-1	-6	1
7	1	1	1	1	1	1	0	-1	5	7
8	1	1	1	1	1	1	1	0	7	8

Taula 7 Matriu ponderada per a les característiques de les webs

Criteri	1	2	3	4	5	6	7	TOTAL	PES
1	0	1	-1	1	-1	-1	1	0	4
2	-1	0	-1	1	-1	-1	1	-2	3
3	1	1	0	1	-1	-1	1	2	5
4	-1	-1	-1	0	-1	-1	1	-4	2
5	1	1	1	1	0	1	1	6	7
6	1	1	1	1	-1	0	1	4	6
7	-1	-1	-1	-1	-1	-1	0	-6	1

Taula 8 Matriu ponderada per a les característiques del nucli

Un cop obtingudes les matrius de ponderació de les característiques, cal establir una ponderació de 1 a 10 per a cada material enfront de cada una de les característiques considerades en cada un dels elements. La ponderació es realitza observant i comparant les propietats de cada material amb les dels altres materials i amb el que s'espera del material en les condicions de treball.

El mètode emprat és semblant al VTP (Valor Tècnic Ponderat), mètode àmpliament utilitzat degut a la seva senzillesa i robustesa.

Degut a que la ponderació inclou una part subjectiva, els resultats finals podrien veure's diferir de la selecció òptima, tot i que les diferències esperades en les puntuacions totals de cada material fan pensar que el caràcter subjectiu pot quedar anul·lat.

A continuació es mostren les taules amb els materials escollits per a cada un dels elements. En apartats posteriors es discutirà la possibilitat d'escollir altres materials i els efectes que tindria en la resposta estructural de la pala.

<i>Criteri d'avaluació</i>	Pes	Fibra de V.	Fibra de carboni/Epoxy			Aliatges acer		Aliatges alumini	
	G	P	PxG	P	PxG	P	PxG	P	PxG
<i>Resistència corr.</i>	7	8	56	9	63	5	35	6	42
<i>Adherència</i>	4	9	36	8	32	5	20	6	24
<i>Cost material</i>	2	0	0	0	0	0	0	0	0
<i>Manufactura</i>	1	0	0	0	0	0	0	0	0
<i>Mòdul elàstic</i>	6	5	30	8	48	9	54	6	36
<i>Resistència</i>	5	8	40	9	45	6	30	4	20
<i>Pes neutral</i>	3	7	21	9	27	2	6	5	15
VTP	0.71		0.75			0.73		0.72	

Taula 9 Comparació dels materials per a la pell amb les característiques ponderades

El material escollit per a la pell és la fibra de carboni ja que és el que obté un millor VTP. A més a més, té bons resultats en els criteris determinants com són la resistència a la corrosió i el mòdul elàstic. Tot i això, el cost de la fibra de carboni enfront de la fibra de vidre podria decantar la balança cap a l'ús de la fibra de vidre per a la pell. A l'apartat d'optimització es buscarà un disseny amb fibra de vidre per a la pell i es valoraran les diferències.

Durant la selecció de materials també es va valorar una altra fibra per ser usada amb epoxy, l'aramida o Kevlar, però tot i presentar bones característiques mecàniques, la seva unió amb la matriu epoxy no és tan bona com ho són la fibra de vidre o la de carboni. L'aramida a més absorbeix fàcilment aigua de manera que en cas de rebre un impacte es podrien produir filtracions que debilitessin encara més la seva unió amb la matriu epoxy.

<i>Criteri d'avaluació</i>	Pes	Fibra de vidre/Epoxy		Fibra de carboni/Epoxy		Aliatges acer		Aliatges alumini	
	G	P	PxG	P	PxG	P	PxG	P	PxG
<i>Pes neutral</i>	3	7	21	8	24	2	6	5	10
<i>Mòdul elàstic</i>	4	5	20	8	32	9	36	6	24
<i>Mòdul tallant</i>	6	3	18	3	18	9	54	6	36
<i>Resistència tallants</i>	5	4	20	5	25	9	45	8	40
<i>Cost material</i>	2	6	12	3	6	4	8	5	10
<i>Temps manuf.</i>	1	0	0	0	0	0	0	0	0
<i>Adherència</i>	7	9	63	8	56	4	28	4	28
<i>Unió Hub – Pala</i>	8	9	72	9	72	9	72	9	72
VTP		0.66		0.66		0.68		0.64	

Taula 10 Comparació dels materials per a les webs amb les característiques ponderades

Pel que fa al material de les webs, els resultats obtinguts són pràcticament iguals per als 4 materials considerats, destacant una mica per sobre els aliatges d'acer. Tenint en compte la igualtat existent, la decisió es va prendre cercant per als criteris més determinants, el material amb major puntuació. En primer lloc hi ha la unió hub – pala, però no serveix ja que tots tenen la mateixa puntuació. En segon lloc hi ha l'adherència amb la resta de l'estructura, on el que més puntuació té és la fibra de vidre/epoxy de manera que aquest és el material considerat per a l'estructura de les webs.

<i>Criteri d'avaluació</i>	Pes	DIAB HCP 100®		HDPE		Sense nucli	
	G	P	PxG	P	PxG	P	PxG
<i>Pes neutral</i>	4	8	32	6	24	0	0
<i>Manufactura</i>	3	9	27	8	24	10	30
<i>Impermeabilitat</i>	5	8	40	9	45	0	0
<i>Resistència tallants</i>	2	9	18	8	16	0	0
<i>Resistència vinclament</i>	7	9	63	9	63	0	0
<i>Adherència</i>	6	10	60	8	48	0	0
<i>Cost material</i>	1	5	5	7	7	10	10
<i>VTP</i>		0.60		0.58		0.29	

Taula 11 Comparació dels materials per al nucli amb les característiques ponderades²²

Com es pot observar en la taula, la configuració sense un material de nucli és la més desfavorable i per tant queda descartada. Pel que fa a les altres dues opcions, la que obté

²² Degut als limitats coneixements en matèria d'espumes i polímers per ser usats en el nucli de la pala, els materials considerats en la comparativa s'han extret d'altres treballs similars.

una puntuació clarament millor és el DIAB HCP 100®, una espuma polimèrica desenvolupada per l'empresa DIAB per cobrir la demanda d'un material d'alt rendiment i lleuger per ser usat entre altres en ambients amb aigua.

En la pala, per tant, es farà ús de materials compostos tant en la pell com en les webs. Aquests materials són recomanables per a ser usats en el mar gràcies a la seva bona relació resistència/pes, la seva resistència a la corrosió (s'afegeix una capa protectora a sobre dels materials escollits per aportar més protecció), i la seva capacitat per adaptar-se a la geometria tant interior com exterior de cada secció de la pala.

Una possible configuració de les diferents capes que formaran cada element de les seccions de la pala es pot veure a la Figura 41.

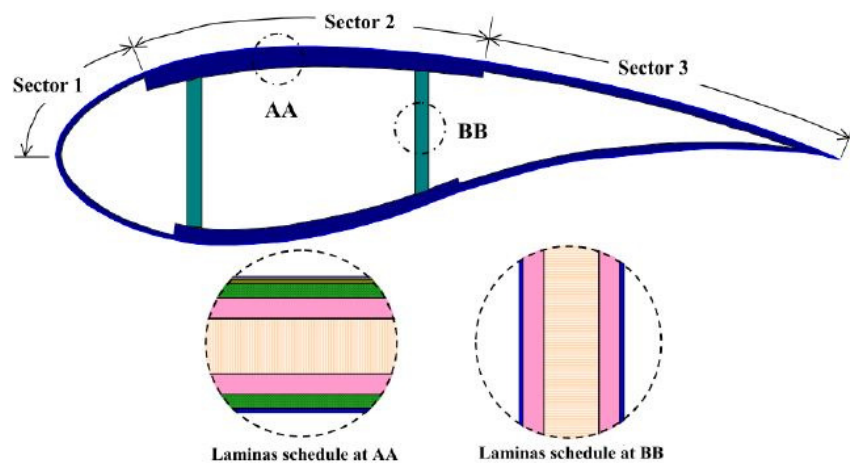


Figura 41 Exemple de disposició de les capes en els diferents elements²³

Com s'observa a la Figura 41, en el disseny de la pala es fa ús de la configuració sandwich, la qual és altament recomanable en estructures que requereixen una elevada rigidesa tant en el pla com a flexió. El material sandwich està compost per dues cares d'un mateix material i un nucli gruixut d'un material amb poca rigidesa. La pell s'encarrega d'absorbir la majoria de les càrregues en el pla i flectores, mentre que el nucli ajuda a estabilitzar la pell enfront del vinclament. El nucli és també el que defineix la rigidesa a flexió i el comportament del compost davant dels esforços tallants i de compressió.

²³ Font de la imatge: [54]

Si es comparen una material format només pel material de la pell amb un format per les dues capes de pell i el nucli, s'observen clarament els avantatges que presenta la configuració sandwich.

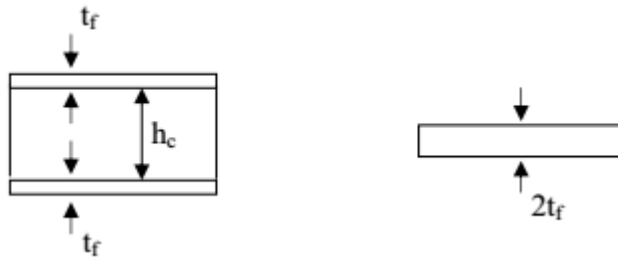


Figura 42 Configuració sandwich versus configuració mono material²⁴

Prenent com exemple la Figura 42, les expressions que comparen la rigidesa i els esforços a flexió de cada una de les configuracions (s: configuració sandwich, m: configuració mono material).

$$\frac{D_s}{D_m} = \frac{3}{4} \left(\frac{h_c}{t_f} \right)^2$$

$$\frac{\sigma_s}{\sigma_m} = \frac{2}{3} \cdot \frac{h_c}{t_f}$$

Prenent ara una relació aproximada entre els espessor de cada material de 1 a 20, s'observa com la rigidesa a flexió de la configuració sandwich serà unes 300 vegades superior a la configuració mono material, mentre que en el cas dels esforços a flexió, en el cas del sandwich seran unes 30 vegades inferiors que en el cas mono material.

A l'hora de distribuir els materials al llarg de la pala i especialment seleccionar-ne l'espessor caldria, a priori, fer un correcte dimensionat del comportament de cada un dels materials sandwich usats per tal de fer una selecció òptima. Aquest seria un procés llarg i tediós si s'hagués de fer a mà, de manera que es va optar per fer ús d'un software de codi lliure anomenat CoBlade.

²⁴ Font de la imatge: [53]

Aquest software parteix d'uns paràmetres inicials i una llista de 8 materials que es distribueixen al llarg de la pala com es mostra a la Figura 43. Posteriorment cal introduir una sèrie de paràmetres geomètrics i físics per tal d'iniciar el procés d'optimització. L'arxiu inicial es pot trobar a l'Annex 4. Codis.

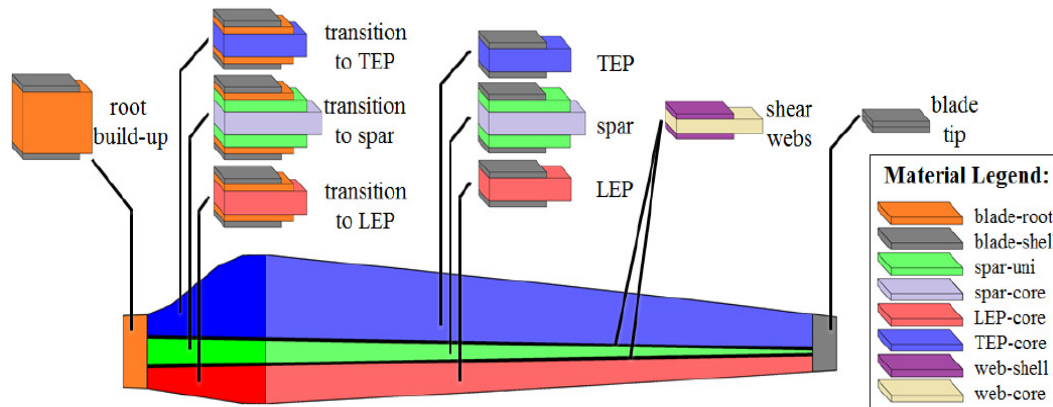


Figura 43 Distribució de materials i capes al llarg de la pala ²⁵

El programa també llegeix les propietats dels materials. Durant l'anàlisi es van introduir les dades de la fibra de carboni / epoxy i de la fibra de vidre / epoxy, mentre que la resta de materials es van mantenir tal com estaven en un cas d'estudi d'una turbina mareomotriu.

Cal destacar que en la versió actual el programa no té en compte l'ús del material del nucli de manera que els resultats obtinguts es faran servir com una aproximació que inclou un cert factor de seguretat extra degut a la manca d'aquest material durant l'anàlisi. El programa requereix com a dades inicials les càrregues sobre la pala, les quals van ser multiplicades per un factor de seguretat de 1.5 respecte a les que es mostren als gràfics anteriors.

Un cop introduïdes totes les dades necessàries per al funcionament del programa, es va procedir a executar-lo per tal d'obtenir la distribució de materials i d'espessors al llarg de la pala. Després de 125 iteracions el software va concloure el procés d'optimització ja que va arribar al límit de la mida de malla establerta a la configuració inicial.

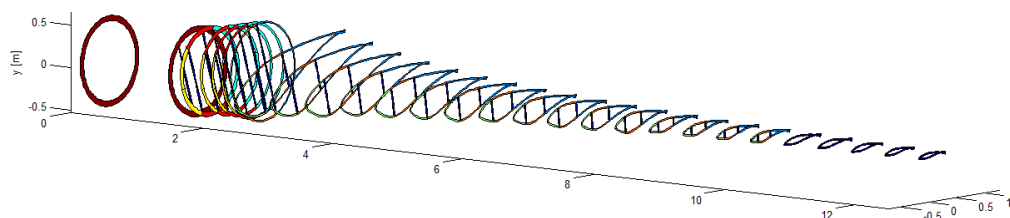


Figura 44 Distribució i espessor dels materials al llarg de la pala

²⁵ Font de la imatge: [54]

A la Figura 44 es mostra la distribució dels materials i es dóna una idea de la mida dels diferents panells de materials, mentre que a l'Annex 2. Estructura es mostren tots els resultats en quant a deformació, esforços i altres propietats estructurals de la configuració obtinguda.

Com s'aprecia a la figura, les últimes 5 seccions no inclouen webs. Això es deu a que en el moment de decidir fins on arribaven les webs, es va decidir excloure les seccions amb perfil S826 ja que l'espessor de la secció és tan reduït que les webs i les capes de la pell quedarien superposades fent que la fabricació no fos viable. Tot i establir aquesta distribució de les webs, cal esperar als resultats de l'anàlisi estructural per verificar que amb aquesta configuració la pala resistirà els esforços.

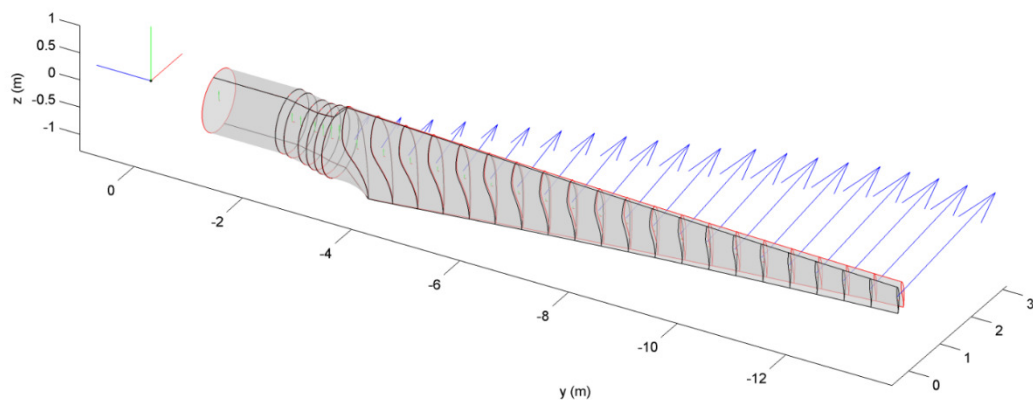


Figura 45 Càrregues aplicades i deformació de la pala

Mirant les dades numèriques referents als desplaçaments de la pala, s'observa com la deflexió màxima de la punta de la pala és de 16.04cm, el que suposa un 1.2% de l'envergadura de la pala de manera que ara per ara aquest disseny es considera com a estructuralment vàlid a l'espera de ser analitzat més en detall mitjançant altres softwares més precisos i potents.

Dels resultats obtinguts després de l'anàlisi amb el software CoBlade, també se'n pot extreure el pes de la pala amb la configuració i els materials considerats. El programa la ofereix en forma de densitat per unitat de longitud com es pot apreciar a la Figura 46.

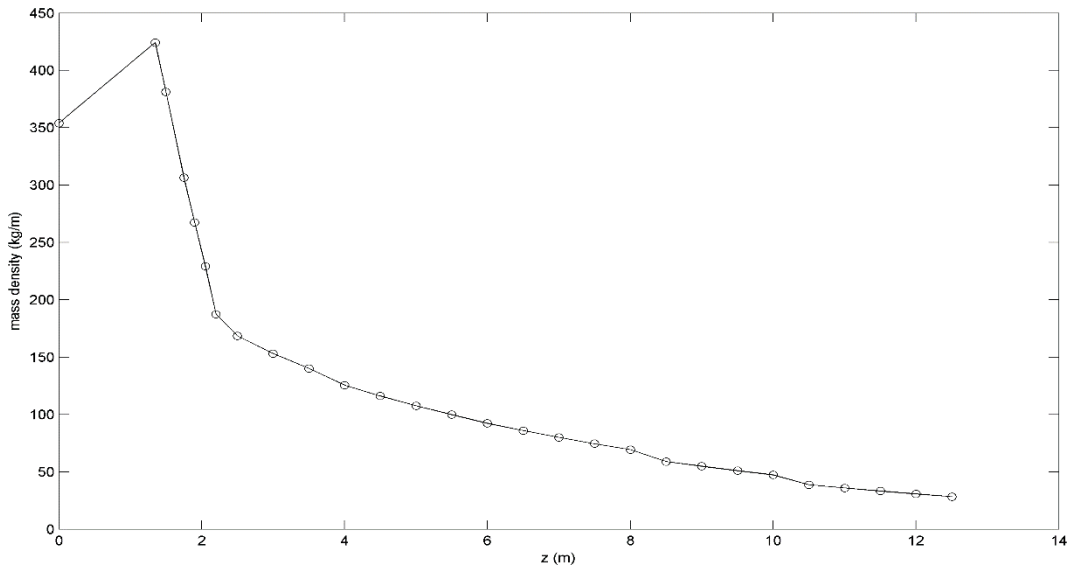


Figura 46 Densitat per unitat de longitud de la pala a partir de l'anàlisi amb CoBlade

Si s'integra la gràfica de la funció al llarg de la longitud de la pala es pot obtenir el pes total de la pala amb la configuració proposada. Cal recordar que aquest pes no és el definitiu ja que en l'anàlisi realitzat no s'ha comptabilitzat el material del nucli de manera que per una banda falta el pes d'aquest material però per l'altra banda l'estructura està lleugerament sobredimensionada degut a aquesta mancança.

$$\text{Pes pala} = 1414.506 \text{ Kg}$$

La distribució de les diferents capes de materials a cada secció i al llarg de la pala es pot trobar en detall a l'Annex 3. Materials, així com els gruixos de cada una de les làmines de material.

Per últim, el programa també té en compte el vinclament de cadascun dels panells de les diferents seccions de la pala. Si en un dels panells el criteri de vinclament té un valor superior a 1 vol dir que aquell panell ha patit vinclament, el que faria reconsiderar el disseny. Mirant els resultats, s'observa com el valor màxim es 0.24 de manera que cap dels panells ha arribat a patir vinclament.

A l'apartat d'optimització es valora la utilització d'una altra configuració de materials que es troba a la Referència²⁶, en la qual la pell passa a estar construïda amb fibra de vidre.

²⁶ <http://bitly.com/1SF87xb>

8.4 Simulació de l'estructura

A l'apartat anterior, durant el procés d'optimització de la distribució de materials en cada secció i al llarg de la pala, s'ha obtingut també un primer anàlisi estructural de la pala optimitzada. En aquest anàlisi s'han considerat les càrregues hidrodinàmiques (obtingudes a l'apartat 8.1 *Anàlisi de càrregues*), les inercials (degudes a que la pala té un moviment rotatori) i les corresponents al propi pes de la pala.

Aquest anàlisi, però, no deixa de ser un anàlisi simplificat orientat a obtenir les càrregues en cada secció per tal d'optimitzar els espessors i distribució dels materials. Per tal d'obtenir un anàlisi més precís es fa ús dels softwares comercials ANSYS® o MSC PATRAN®&NASTRAN®. Aquest softwares són molt potents i són utilitzats habitualment per realitzar anàlisis estructurals de gran complexitat. En el cas concret del software de MSC, s'ha usat en el disseny de la turbina mareomotriu de l'empresa Scotrenewables Tidal Power Ltd.

El problema que presenten moltes vegades els softwares mencionats és que no són gaire fàcils ni intuïtius a l'hora de dissenyar-hi l'estructura a estudiar, de manera que la millor opció és obtenir la geometria de la pala amb un programa de disseny CAD com pot ser CATIA® o SolidWorks®. Aquesta va ser la primera idea, fer servir un d'aquests dos softwares ja que són programes amb els que s'hi ha treballat durant la carrera i per tant tenen un funcionament ja familiar. El problema és que el procés resulta en ocasions tediós degut a la importació dels perfils, la generació de les superfícies, els diferents materials.

Per simplificar el procés es va fer ús d'un codi programat en Matlab anomenat NuMad, pensat per simplificar el procés de generació de la geometria per ser analitzada a ANSYS®. Aquest codi presenta una interfície gràfica amb una corba d'aprenentatge poc pronunciada que permet anar introduint secció a secció el perfil, la corda, la torsió i el més important, els diferents materials i les webs. Les dades referents als materials, la seva localització a cada secció i les làmines usades en cada cas es van obtenir dels arxius generats després de l'anàlisi amb CoBlade.

A la Figura 47 es pot veure com és la interfície del codi NuMad durant el procés de generació de la geometria per a exportar-la a ANSYS®. A la Figura 48 es mostra un detall de la secció de la pala quan s'estan establint els materials i la seva disposició en cada secció.

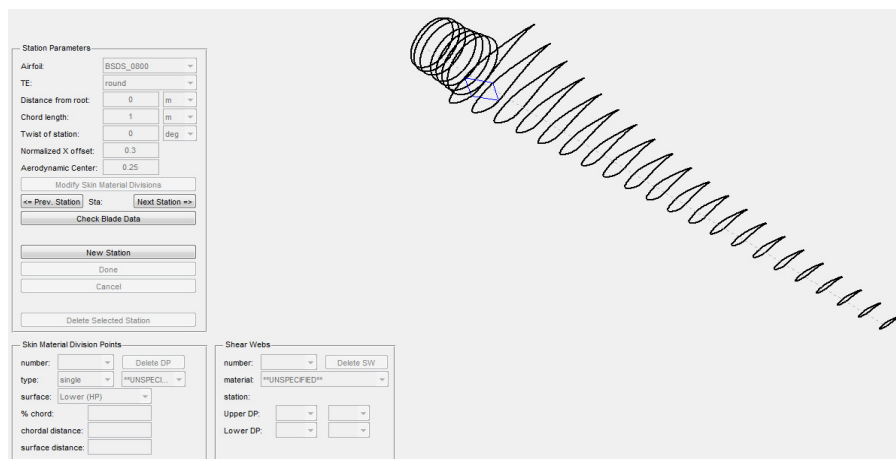


Figura 47 Interfície del codi NuMad per tal de generar la geometria

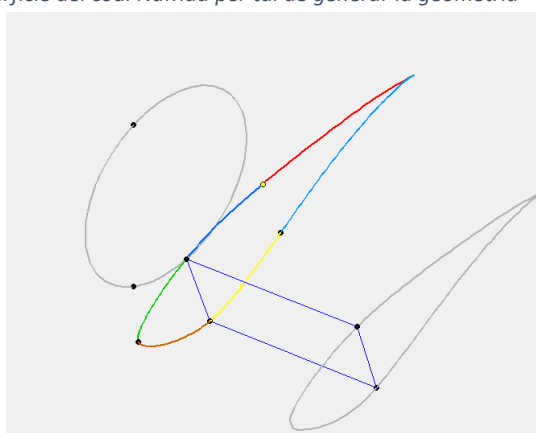


Figura 48 Detall de la disposició dels materials amb el codi NuMad

Un cop introduïdes totes les dades geomètriques i dels materials, es van generar els arxius necessaris per exportar la pala dissenyada al software ANSYS®. Mitjançant aquest software es va realitzar un anàlisi estàtic de la pala amb les càrregues que s'havien calculat a l'apartat d'anàlisi de càrregues.

Per analitzar la pala es va fer servir el mòdul "Mechanical Utility" on es van introduir les càrregues al llarg de la pala. Un cop realitzat l'anàlisi s'observen dos fets remarcables.

- En fer un anàlisi de fallada el programa dóna nombrosos avisos de que els materials varien al llarg de la pala, fet que pot indicar que no està llegint correctament la distribució de materials compostos.
- En analitzar les deformacions de la pala s'observa un valor bastant elevat, d'uns 3.85m de deflexió a la punta de la pala. Veient la discrepància existent entre l'anàlisi estàtic fet pel software CoBlade i l'anàlisi fet amb ANSYS® cal pensar en el que s'ha comentat d'un possible error en la lectura i interpretació dels materials utilitzats.

A la Figura 49 es pot observar la deformació de la pala obtinguda en l'anàlisi amb ANSYS®.

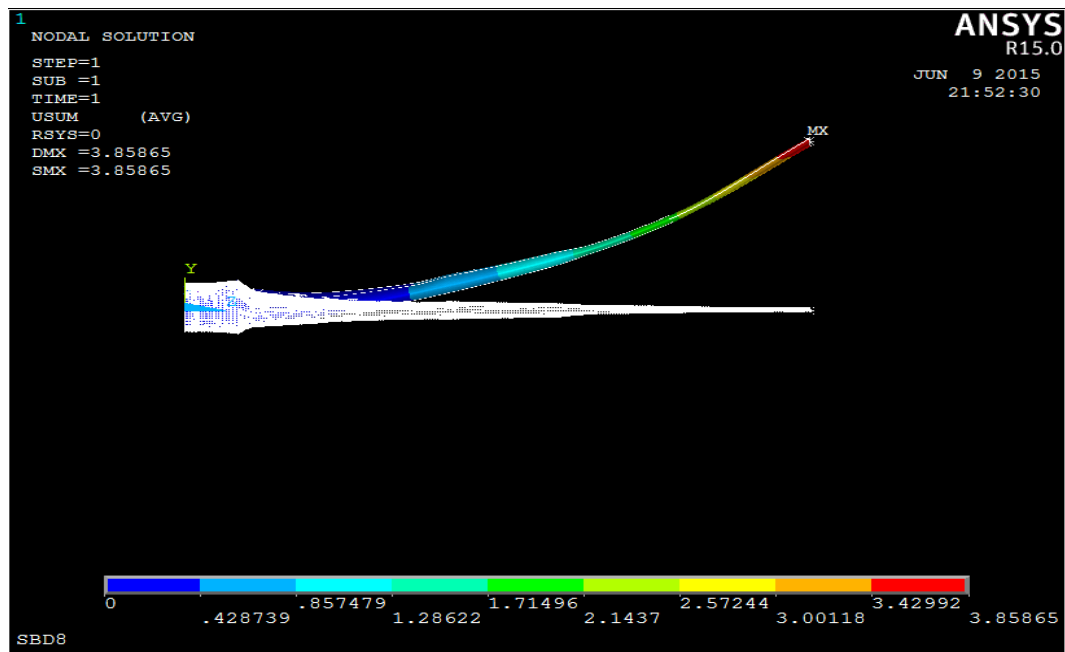


Figura 49 Deflexió de la punta de la pala en l'anàlisi amb ANSYS

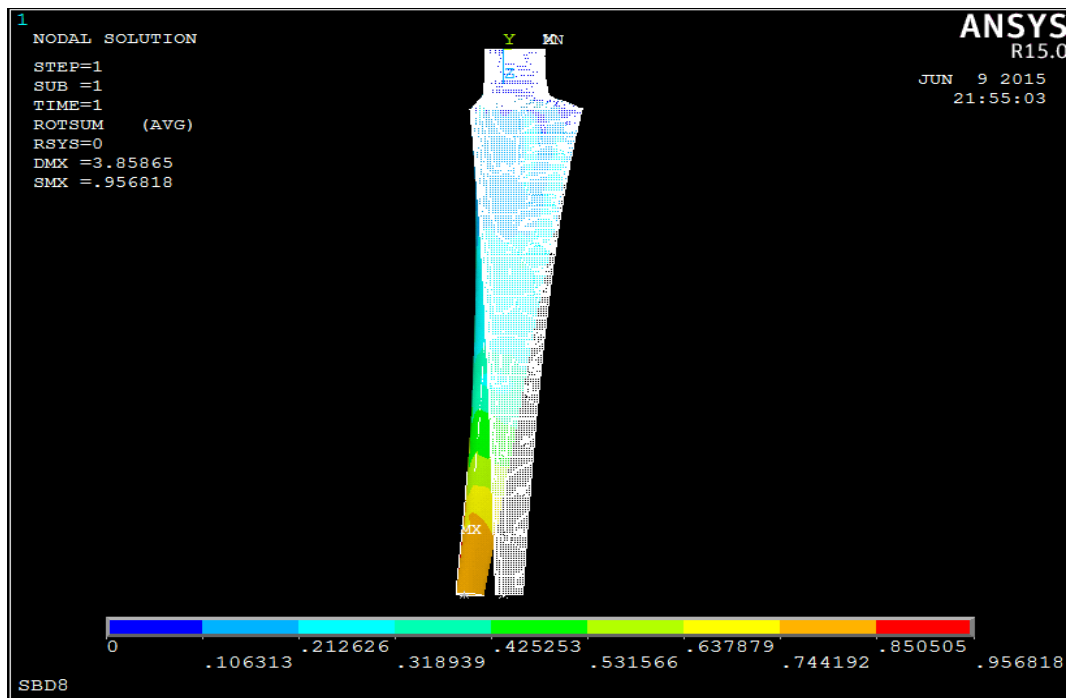


Figura 50 Deflexió en la direcció x de la punta de la pala

Com es pot veure a la Figura 50 també hi ha una deformació en el pla del rotor de quasi 1m en la punta de la pala.

Com s'ha pogut veure, els resultats de la simulació amb ANSYS® difereixen dels obtinguts amb el software d'optimització CoBlade. Tot i que s'ha considerat un error en la interpretació dels materials per part d'ANSYS® i del codi generat per NuMad, s'ha decidit incloure'ls en la memòria perquè permeten veure els problemes que es poden trobar en fer ús de materials compostos i perquè tot i no ser resultats realistes, permeten tenir una idea de quines són les zones crítiques en quant a acumulació de tensions.

De cara a futurs anàlisis més complets i detallats realitzats amb ANSYS® es faria ús del mòdul PreComp destinat a fer un processat inicial dels materials compostos utilitzats en la pala per tal d'obtenir uns resultats més fiables i semblants als obtinguts amb altres softwares.

Pel que fa les tensions experimentades per la pala, si es representa la tensió equivalent de Von Mises, el resultat obtingut es el que es mostra a la Figura 51. La zona que més tensió està patint en general és el caire d'atac de la pala, amb una zona especialment afectada que és la primera secció hidrodinàmica. A la Figura 52 es veu en detall aquesta zona on s'assoleix una tensió màxima de 51GPa, valor per sota del límit elàstic del material utilitzat per la pell que se situa a 135GPa.

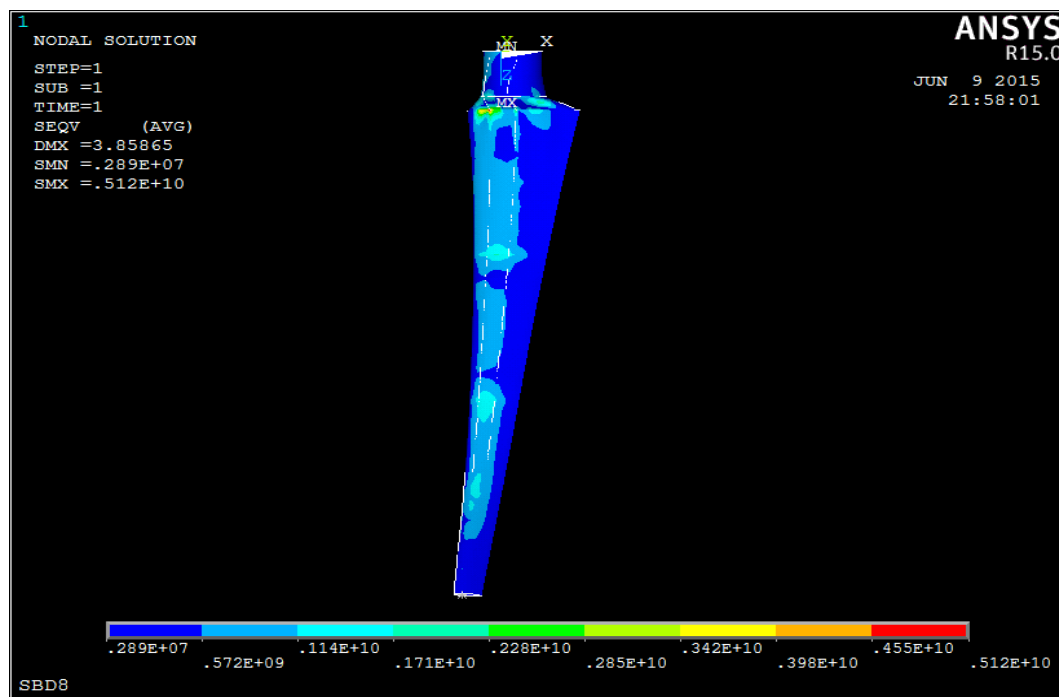


Figura 51 Tensions equivalents de Von Mises

Observant aquesta zona es pot apreciar com el punt de màxima tensió coincideix amb el punt on està situada la Shear Web de davant, per tant en futurs anàlisis més complets caldrà estudiar en detall aquesta zona.

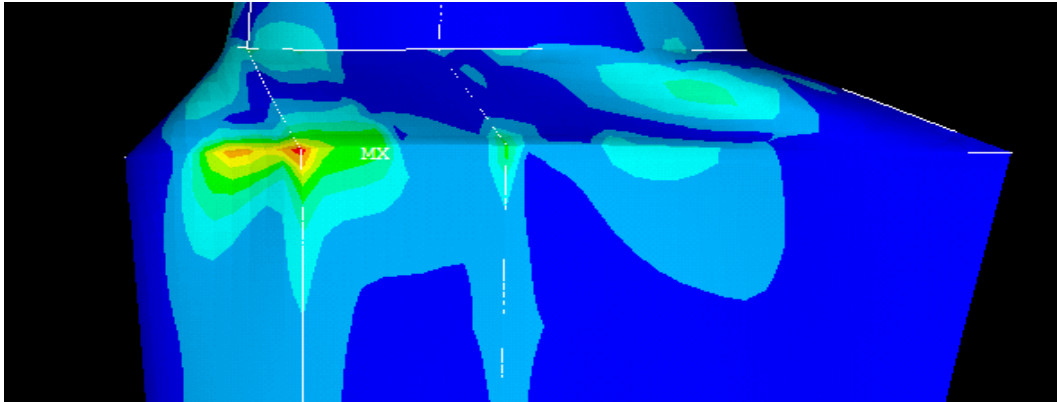


Figura 52 Detall de la zona amb una concentració de tensions més elevada

Com s'ha comentat anteriorment, la transició angulara que existeix en la primera secció hidrodinàmica no seria acceptable en el disseny ja que resulta en una zona de concentració de tensions. Una millora en la transició per fer-la més suau contribuiria a millorar el comportament estructural de la pala en aquesta zona i permetria una millor distribució de les tensions.

Si el treball estigués enfocat a dissenyar la pala de tal manera que pogués ser certificada per operar en condicions reals, caldria realitzar també simulacions de la pala sota situacions extremes i també estudiar-ne la fatiga dels materials. Per al cas d'aerogeneradors hi ha bastantes referències en quant a la normativa per certificar les pales, com pot ser la normativa normativa IEC61400-1 i GL. En el cas de les turbines mareomotrius no hi ha tanta informació disponible i com que a més se surt de l'abast del treball, s'han obviat aquests anàlisis.

9. Optimització

L'objectiu del treball era, per sobre de tot, obtenir un disseny òptim del rotor d'una turbina mareomotriu de 25m de diàmetre. Al llarg dels apartats anteriors s'ha treballat en tot el procés necessari per obtenir el disseny hidrodinàmic i estructural de la pala de la turbina. En alguns aspectes s'ha cercat directament aquell procediment que proporcionés un valor òptim, com per exemple quan s'ha considerat el coeficient a com a funció de la geometria i les condicions de disseny per tal d'extreure el màxim d'energia, però en altres ocasions s'han seguit procediments que permetien accelerar el procés però en canvi diferien del que hauria estat òptim.

A continuació es procedeix a tractar tots els apartats que s'ha comentat que podrien optimitzar-se un cop obtingut un primer disseny de la pala.

9.1 Hidrodinàmica

En l'apartat d'hidrodinàmica es va fer una suposició respecte a la distribució d'angles d'atac en cada iteració i per tant en la distribució de torsió, i que era mantenir-los constants. Aquesta suposició permetia accelerar lleugerament el procés de disseny, però feia que els angles d'atac diferissin encara més dels valors que proporcionaven màxima eficiència.

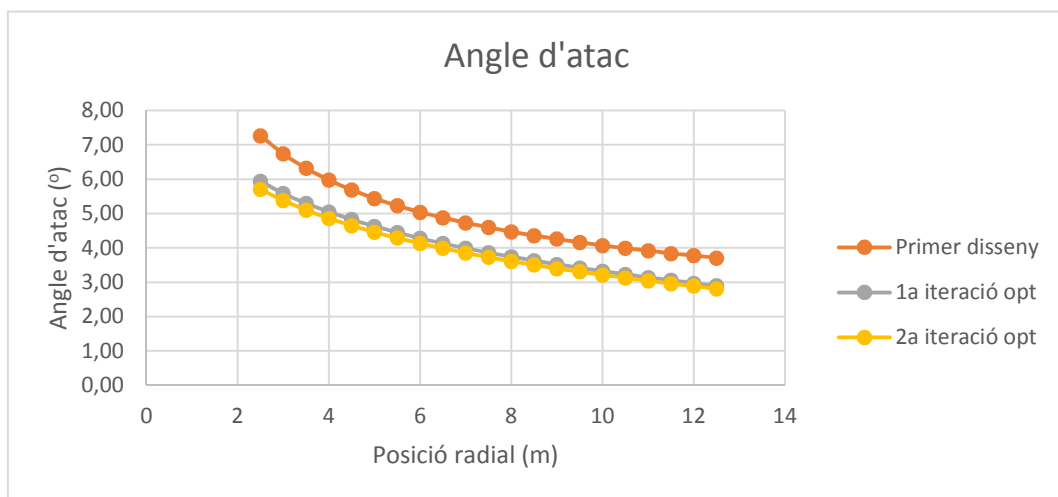


Figura 53 Variació dels angles d'atac durant l'optimització

En aquest apartat d'optimització s'ha optat per a cada iteració cercar els angles de màxima eficiència i fer una aproximació d'aquesta distribució d'angles d'atac. La primera iteració resulta igual que en el primer procediment ja que allà es feia la primera tria d'angles

d'atac, però a partir d'aquí és on canvia tot. A la Figura 53 es pot apreciar com era la distribució d'angles d'atac al primer disseny i les distribucions considerades en el procés d'optimització.

S'observa com la variació entre les dues iteracions de la optimització ha estat petita, però en canvi en comparació amb el primer disseny si que hi ha una variació apreciable d'aproximadament 1.5°. Aquest descens dels valors de l'angle d'atac el que acaba suposant és un augment dels valors de la torsió geomètrica de la pala. A la Taula 12 es mostra aquesta variació en la torsió geomètrica entre el primer disseny i el disseny optimitzat.

Posició radial (m)	Torsió primer disseny (°)	Torsió optimització (°)
2.5	18.43	19.99
3.0	15.95	17.31
3.5	13.88	15.10
4.0	12.15	13.27
4.5	10.73	11.77
5.0	9.53	10.51
5.5	8.52	9.46
6.0	7.66	8.57
6.5	6.92	7.81
7.0	6.28	7.16
7.5	5.72	6.59
8.0	5.24	6.10
8.5	4.80	5.65
9.0	4.41	5.27
9.5	4.07	4.92
10.0	3.76	4.62
10.5	3.48	4.34
11.0	3.22	4.10
11.5	3.00	3.88
12.0	2.78	3.67
12.5	2.59	3.49

Taula 12 Distribucions de torsió en la primera versió i en l'optimitzada

Degut a la variació en la distribució d'angles d'atac, també es veuen afectats el coeficient de sustentació (C_L) i en conseqüència la distribució de cordes. La primera iteració, donava la mateixa distribució que la obtinguda al primer disseny, però a partir d'aquí la distribució ja començava a distanciar-se de la del primer disseny. A la Figura 54 es pot veure aquesta diferència entre la distribució del primer disseny i la distribució obtinguda després de tres iteracions en l'optimització.

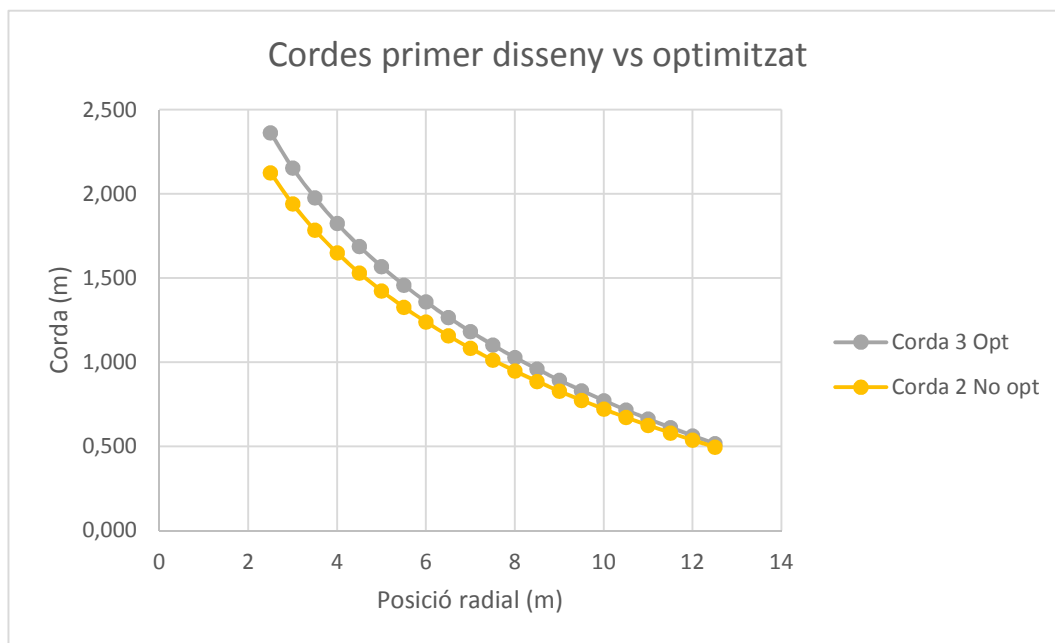


Figura 54 Comparació entre la distribució de cordes del primer disseny i la optimitzada

Observant el gràfic s'aprecia com en el procés d'optimització la distribució de cordes ha tendit a augmentar els valors, de manera que la corda màxima de la pala ha augmentat un 11.2% fins als 2.364m i la corda a la punta de la pala ha augmentat un 4.2% fins als 0.517m.

En tot moment s'està parlant d'una optimització de la geometria de la pala, però en cap moment fins ara s'ha obtingut cap valor que pugui, objectivament, establir que el nou disseny és millor que l'anterior i per tant òptim. El criteri d'optimització és trobar la pala que millori el valor del coeficient de potència i per tant sigui capaç d'extreure més energia de les mareas sota unes mateixes condicions de treball.

Per tant, el següent pas va ser generar el model 3D de la nova pala amb el software QBlade per tal de poder estudiar les actuacions de la pala. Per a la part no hidrodinàmica i de transició es van mantenir el mateix nombre de seccions i la mateixa proporció entre el gruix de l'arrel i el gruix de la secció amb màxima corda. La geometria obtinguda es mostra a la Figura 55.

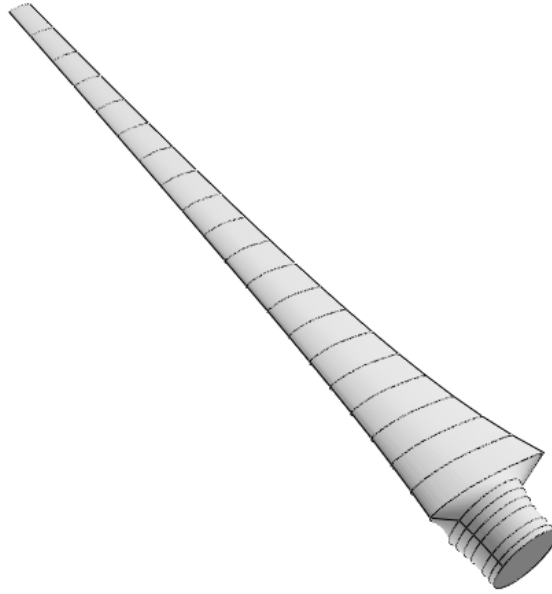


Figura 55 Geometria de la pala optimitzada

Sometent a aquesta pala a les mateixes condicions que el primer disseny, se'n va obtenir la corba CP – λ , que és la que permet decidir entre un disseny i l'altre.

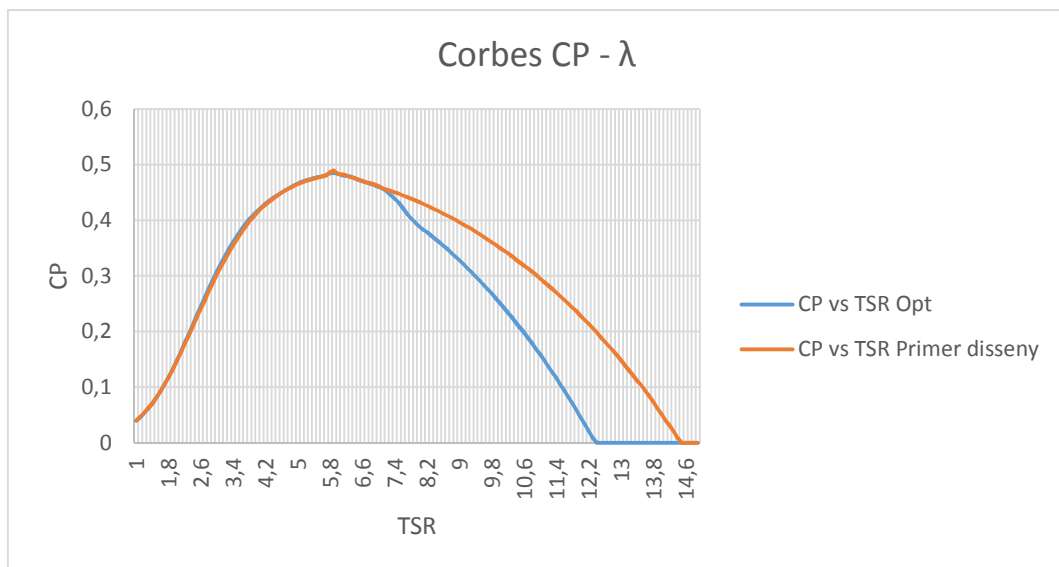


Figura 56 Comparació entre les corbes CP - TSR del disseny optimitzat i el primer disseny

Observant el gràfic, el primer que s'aprecia és que el primer disseny cobria un rang més ampli de λ , ja que tot i que fins al punt de màxim CP van juntes les dues corbes, al final la corba del disseny optimitzat cau a zero abans de $\lambda=12.5$ mentre que el primer disseny arriba fins a $\lambda=14.4$. Caldrà veure més tard les conseqüències d'aquesta diferència de cara a la producció anual d'energia.

Si s'extreuen les dades del gràfic, s'obté que els valors de CP són:

$$CP_1 = 0.48943 \quad \text{per } \lambda = 5.9$$

$$CP_{opt} = 0.485137 \quad \text{per } \lambda = 5.9$$

Queda clar, per tant, que aquest disseny "optimitzat" no millora el valor de CP del primer disseny i a més en redueix el rang de TSR on dona potència. La conclusió que es pot extreure d'aquí és que la decisió de mantenir la distribució d'angles d'atac constant durant el primer disseny no va suposar obtenir un disseny que aportés menys CP sinó que n'aporta més i a més en un rang més ampli de λ .

Prenent doncs el primer disseny (és a dir, el disseny explicat a l'apartat d'hidrodinàmica) com a millor disseny ara per ara, es va optar per introduir algunes modificacions en la zona no hidrodinàmica i de transició per tal de fer que aportessin més al conjunt. Per tal d'aconseguir això es va procedir a interpolar entre el perfil de la primera secció hidrodinàmica i el perfil circular. Una de les interpolacions té un 20% de circular i 80% del perfil S815, mentre que la segona interpolació té un 40% de circular i 60% del perfil S815.

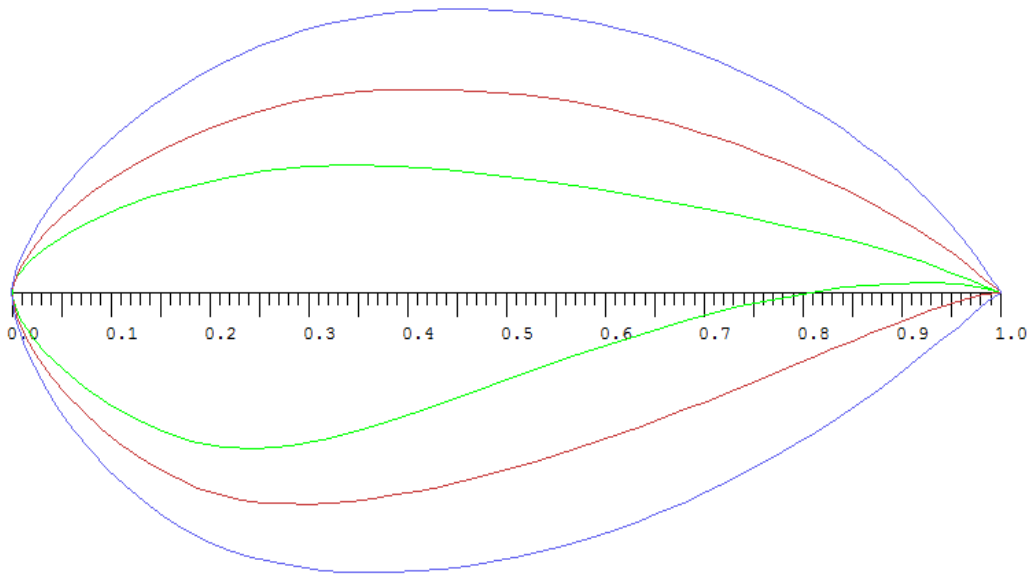


Figura 57 Comparació entre els perfils interpolats i el perfil NREL S815

A la Figura 57 es mostren els dos perfils interpolats en comparació amb el perfil S815.

La decisió que es va prendre va ser la de situar el primer perfil interpolat a les dues seccions prèvies a la primera secció hidrodinàmica, i l'altre perfil a les dues seccions següents en direcció cap a l'arrel de la pala. Tenint en compte aquesta decisió es van situar els perfils i es va modificar la seva corda per tal de fer que la transició entre la zona circular i la zona amb perfils fos el més suau possible. Davant de possibles inconvenients estructurals, es va definir també un disseny que només incloïa el primer perfil interpolat a les mateixes seccions indicades. A la Figura 58 es poden observar les dues configuracions descrites juntament amb la configuració original.

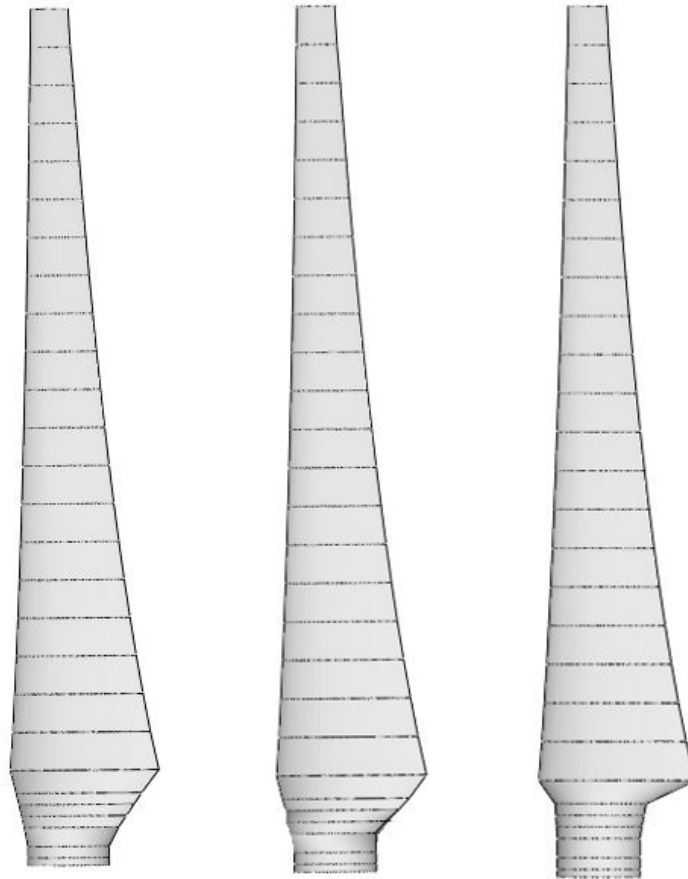


Figura 58 D'esquerra a dreta: dos perfils interpolats, un perfil interpolat, configuració original

Tenint en compte tan sols el disseny hidrodinàmic i deixant l'estructural per més endavant, es va procedir a analitzar les dues noves pales sota les condicions de treball, per tal d'obtenir la corba $CP - \lambda$. A la Figura 59 es pot observar com la configuració amb els dos perfils interpolats dóna un valor de CP màxim superior a les altres dues configuracions i a més amplia encara més el rang de λ en que es tenen valors de CP no nuls. La configuració amb un sol perfil interpolat també millora els resultats de la configuració original, quedant entremig de la original i la de dos perfils interpolats.

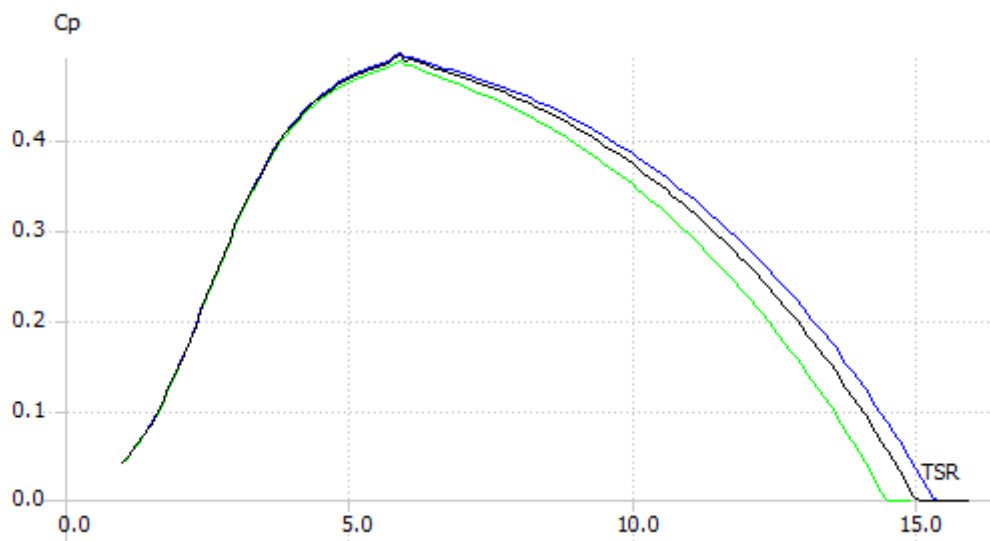


Figura 59 Corbes CP - TSR de les tres configuracions descrites

A continuació es calcula la corba estàtica de la nova configuració optimitzada.

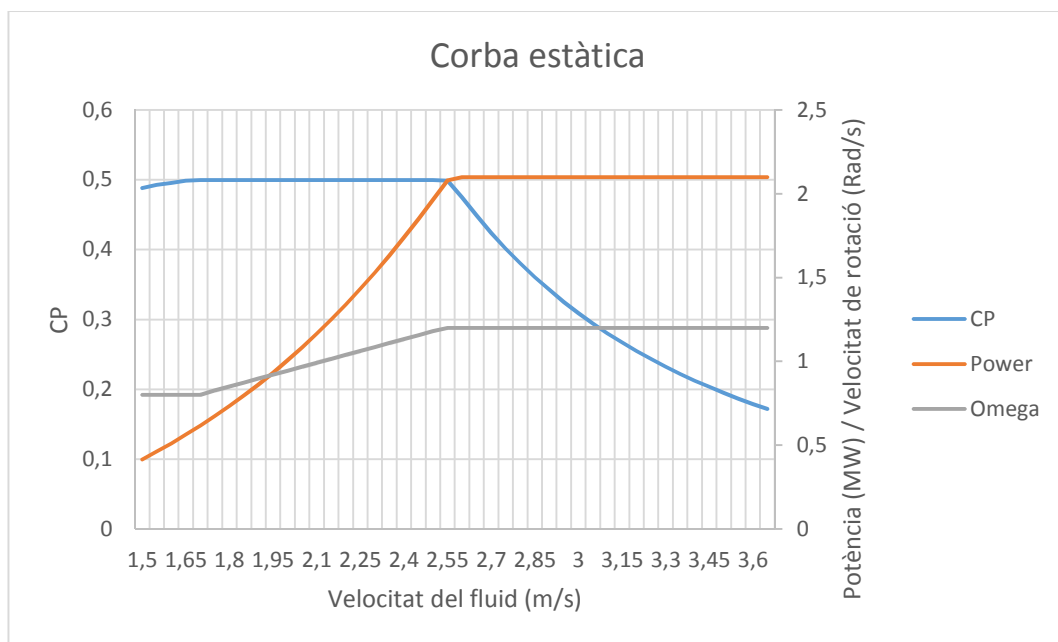


Figura 60 Corba estàtica de la configuració optimitzada

Per últim cal calcular la producció anual d'energia de la nova configuració per tal de comparar-la amb el primer disseny. Per a la comparació es tindrà en compte la distribució d'hores de cada velocitat de corrent a Minas Passage, Canadà.

$$AEP = 10104.8 MW \cdot h$$

El guany anual que s'obté utilitzant perfils interpolats és d'aproximadament un 1%. Actualment en la indústria es valoren increments de fins i tot un 0.5% de manera que es pot considerar com un guany significatiu. Tot i això, es va optar per mantenir el primer disseny ja que la transició amb els perfils interpolats es tornava molt irregular com es pot apreciar a la Figura 61.

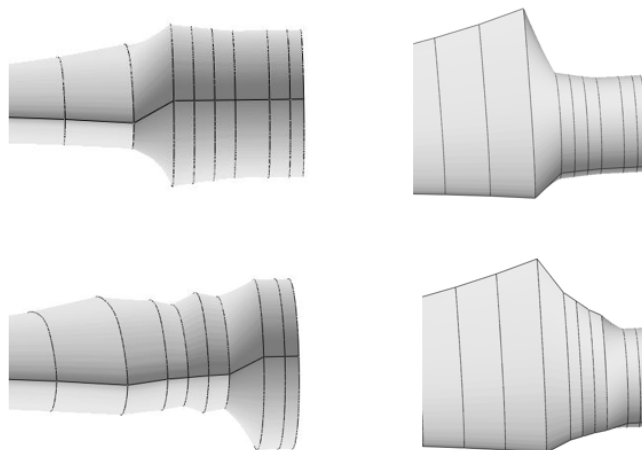


Figura 61 Diferències entre el primer disseny i el realitzat amb perfils interpolats

Com s'ha comentat, en aquest treball s'ha optat per mantenir la configuració que proporcionava una transició més suau, però en futurs treballs caldria reprendre la configuració amb perfils interpolats i mirar d'obtenir-los de manera que fessin una transició més suau i més eficient hidrodinàmicament.

9.2 Estructura

Durant el procés de selecció de materials per a la pala dissenyada, es va determinar fer servir fibra de vidre i fibra de carboni. Per a la resta de capes del material sandwich es van escollir els materials que apareixien a la Referència²⁷, els quals estan indicats juntament amb les seves propietats a l'Annex 3. Materials. A l'esmentada referència, la configuració de materials es lleugerament diferents a la considerada en el disseny realitzat. Com a principals diferències hi ha l'ús de fibra de vidre en comptes de fibra de carboni per a la pell de la pala i l'ús de fibres biaxials i triaxials en comptes de les unidireccionals considerades en el disseny realitzat. A l'Annex 3. Materials es troben tabulades les principals propietats estructurals de cada una de les dues configuracions.

²⁷ <http://bit.ly/1Ja00Eu>

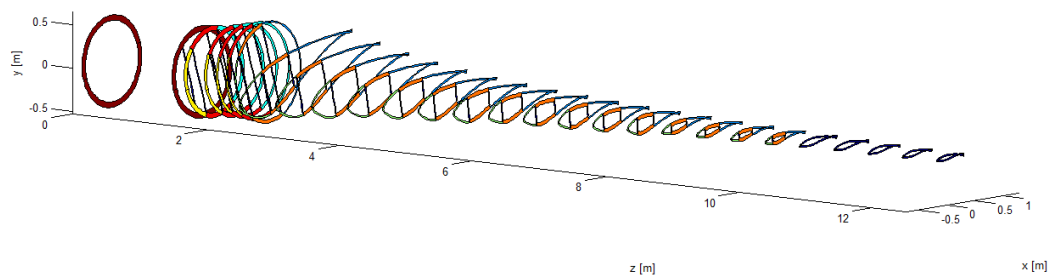


Figura 62 Configuració de la pala amb els materials de la Referència⁴

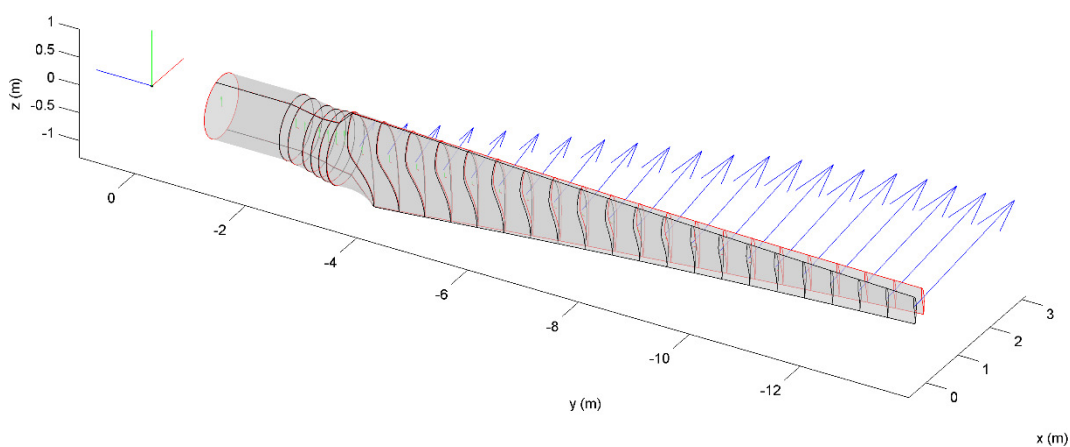


Figura 63 Desplaçaments de la pala amb la configuració de la Referència⁴

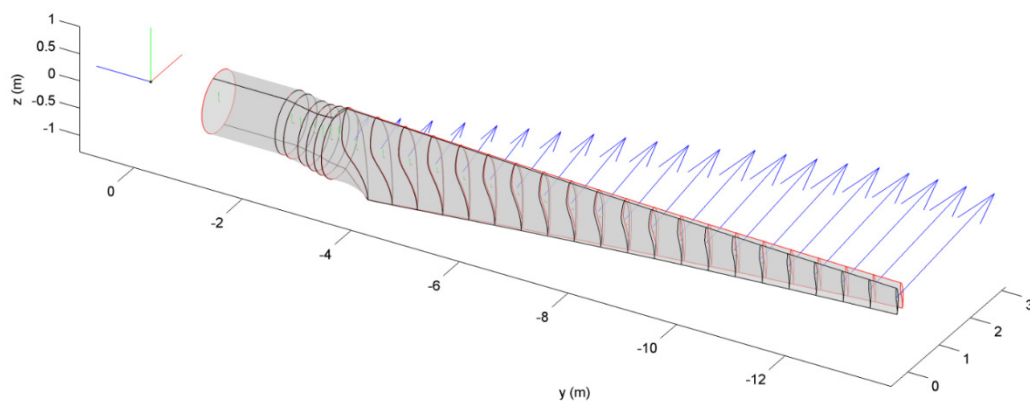


Figura 64 Desplaçaments de la pala amb la configuració considerada al disseny estructural

Observant les dues figures dels desplaçaments es pot apreciar com en la configuració de la Figura 63 la deflexió de la punta de la pala és lleugerament superior a la deflexió en la Figura 64. Observant les dades numèriques obtingudes de l'anàlisi, els valors obtinguts són els següents.

$$\delta_1 = 24.4cm$$

$$\delta_2 = 16.04cm$$

Veient els resultats obtinguts, es veu com el disseny realitzat amb materials unidireccionals (excepte en la unió del spar) presenta una millor resposta estructural que en l'altra configuració de manera que es considera aquesta configuració com a òptima.

10. Pressupost i estudi econòmic

Tenint en compte que aquest treball és un estudi, es tenen en compte els costos relacionats amb el temps empleat per l'estudiant aplicant-hi el sou aproximat que podria correspondre a un estudiant d'últim curs d'Enginyeria de Vehicles Aeroespacials com a becari en una empresa. Es considera un sou de 8€/h i una càrrega de treball de 600h com s'indicava a l'enunciat del treball.

En els costos no humans hi hauria el cost proporcional dels ordinadors usats en el procés de disseny, així com el cost dels softwares. Pel que fa als equips informàtics s'han usat dos ordinadors valorats en 1400€ i 700€ respectivament. Es té en compte una amortització a dos anys i un ús d'uns 4 mesos dedicats al treball.

En referència als softwares, s'han usat versions amb llicència Student o instal·lats a la universitat, de manera que els costos derivats de l'ús de software no queden comptabilitzats.

Recursos	Temps	Cost/temps	TOTAL
<i>Humans</i>	600h	8€/h	4800€
<i>Informàtics</i>	4 mesos	87.5€/mes	350€
TOTAL		5150€	

Taula 13 Resum de costos de l'estudi

11. Impacte ambiental

Aquest estudi està destinat a dissenyar una turbina mareomotriu de 25m de diàmetre que fos òptima respecte a una sèrie de paràmetres que s'han anat establint al llarg del treball. Actualment la humanitat es troba en un punt d'inflexió en que els combustibles fòssils ja han tocat sostre en la seva producció mentre que les economies emergents demanden cada vegada quantitats superiors d'energia.

Des de fa anys les energies renovables s'han presentat com l'alternativa als combustibles fòssils, energies netes que aprofiten els recursos que ofereix la Terra en forma de vent, moviments d'aigua, energia geotèrmica o energia solar. Les que més creixement han experimentat han estat la solar i l'eòlica. Aquesta última ha anat evolucionant any rere any cap a dissenys més eficients en busca d'obtenir la màxima energia possible amb una sola turbina, el que ha portat a dissenys cada cop més grans.

Una altra energia que s'ha anat usant però en menor mesura és la mareomotriu. La mareomotriu com ja s'ha vist es pot aprofitar de diverses maneres, però la que més potencial presenta és la que s'ha treballat en aquest estudi: les turbines mareomotrius. Aquestes turbines presenten com a principal avantatge que poden obtenir la mateixa energia que un gran aerogenerador, però amb una mida considerablement més petita, reduint d'aquesta manera el seu impacte mediambiental.

Igual que els aerogeneradors presenten l'avantatge de poder obtenir energia d'un recurs natural inesgotable, en aquest cas els moviments de les mareas, que al ser cícliques es poden predir fàcilment permetent obtenir una energia que evita la generació de CO₂ durant la crema de combustibles fòssils.

Cal dir, però, que com en el cas dels aerogeneradors presenta alguns inconvenients de cara al medi ambient que cal tenir en compte a l'hora de seleccionar els emplaçaments on situar-les i a l'hora de dissenyar-les. Aquests inconvenients són:

- Invasió d'una part del sòl marí per part de l'estructura de suport de la turbina, així com invasió d'una part de les corrents marines.
- Generació d'un flux turbulent darrere de les turbines degut al pas de l'aigua a través del rotor, podent afectar a les espècies marines properes.
- Impacte de peixos i altres animals marins

12. Planificació i programació

12.1 Planificació del treball futur

Aquest treball ha estat una primera aproximació al disseny del rotor d'una turbina mareomotriu i per tant s'han fet algunes assumpcions i algunes hipòtesis al llarg del tot el treball que de cara a un projecte real i destinat a anar a producció caldria revisar i reconsiderar per aproximar més a la realitat la turbina.

Hi ha dues línies bàsiques de treball futur que es proposen, una hidrodinàmica i l'altre referent a l'estructura i els materials.

- En la part hidrodinàmica es proposa cercar altres famílies de perfils per millorar les actuacions de la pala i la distribució de càrregues. També valorar dins d'aquesta cerca l'ús de perfils personalitzats o també perfils flatback, actualment sota estudi per ser usats en aerogeneradors.
- També en la part hidrodinàmica es proposa considerar el moviment de l'aigua no unidimensional per tal de tenir en compte l'efecte de les onades en la velocitat que veu el rotor.
- En la part estructural es proposa considerar la utilització de plàstics en tota la pala per tal de poder produir-la mitjançant tècniques d'impressió 3D. En cas que a l'hora de valorar aquesta possibilitat ja es disposi de recursos per aplicar les tècniques d'impressió 3D a altres materials com la fibra de carboni, considerar el disseny per facilitar l'ús d'aquests recursos.
- Es proposa considerar càrregues transitòries degudes al moviment oscil·lant de l'aigua del mar per l'acció de fenòmens externs com pot ser el vent.

Codi de tasca	Tasca	Dedicació [dies]
HY01	Estudi de la velocitat del fluid	25
HY02	Estudi d'altres perfils	18
HY03	Estudi de perfils personalitzats	25
HY04	Estudi de perfils flatback	66
HY05	Simulació de la pala amb CFD	18
ST01	Estudi de materials plàstics	15
ST02	Optimització de l'estructura	30

Taula 14 Distribució temporal de tasques futures

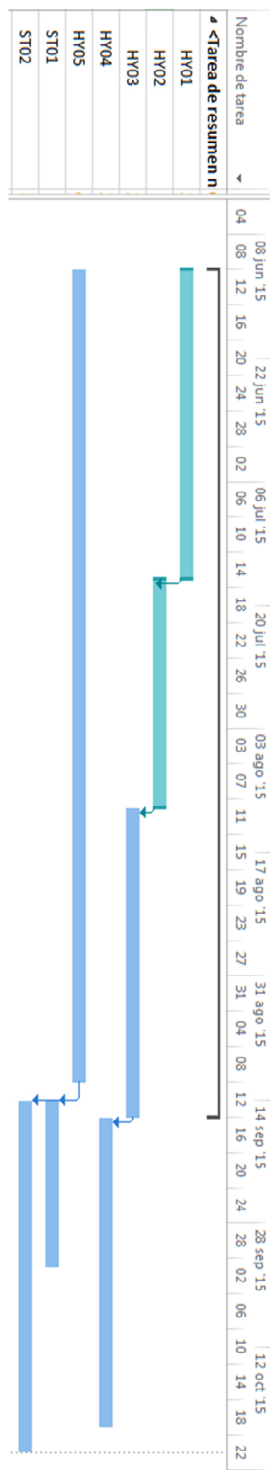


Figura 65 Diagrama de Gantt de les tasques futures

13. Conclusions

En l'actualitat l'energia renovable que predomina és l'eòlica, basada en l'aprofitament dels moviments del vent per obtenir energia elèctrica. Degut a les característiques de l'aire, per obtenir quantitats d'energia importants (>5MW) comencen a ser necessaris dissenys de grans dimensions amb un gran impacte ambiental i econòmic. Per altra banda, la tecnologia de turbines de mareas permet aprofitar gran part de l'experiència en el disseny d'aerogeneradors però amb un fluid diferent, l'aigua, que al tenir una densitat quasi 1000 vegades superior permet extreure la mateixa quantitat d'energia amb una mida més reduïda.

Estudiant el disseny hidrodinàmic de la pala s'ha observat com els procediments utilitzats en aerogeneradors són també vàlids per dissenyar turbines mareomotrius. Durant el procés es van prendre una sèrie de decisions i suposicions encarades a simplificar el procés de disseny. Una d'aquestes era mantenir una torsió geomètrica constant a partir de la primera iteració, i posteriorment es va poder comprovar que donava resultats igual de bons que si en cada iteració s'intentava buscar els angles de màxima eficiència hidrodinàmica.

Pel que fa a les actuacions de la pala sota les condicions de treball, es van analitzar fins a tres versions de la pala en que la diferència estava en l'ús de perfils interpolats per la zona de transició entre l'arrel circular i la zona hidrodinàmica. L'ús d'aquests perfils feia més complicada l'estructura i donava una geometria de la pell irregular, podent afectar al comportament estructural. Analitzant els resultats de la Producció Anual d'Energia es va observar com el disseny amb perfils interpolats aportava un 1% més que el que no en feia servir. Tot i això es va optar per mantenir un disseny més suau i sense tantes irregularitats a costa de perdre un 1% anual, deixant per treballs futurs optimitzar la interpolació dels perfils per obtenir transicions més suaus i més eficients.

Per a l'estructura de la pala es va decidir fer servir materials compostos ja que aportaven millors propietats i comportament sota les condicions de treball. Amb el software CoBlade es va analitzar la pala amb fibra de vidre i fibra de carboni unidireccionals i multidireccionals. Observant els resultats es va veure com en les condicions de treball del rotor, les fibres unidireccionals presentaven una millor resposta estructural que les multidireccionals, donant una deflexió de la punta de pala de quasi la meitat.

Un cop realitzat aquest treball queda clar que el potencial de les turbines mareomotrius és molt gran ja que amb mides reduïdes aporten quantitats d'energia elevades. Tenint en compte que les mareas són altament previsibles, és relativament fàcil estudiar els

moviments de l'aigua en una zona concreta i en base a això definir unes condicions de disseny (velocitat del fluid, velocitat de rotació màxima i mínima, TSR). En aquest treball es va prendre com a velocitat de disseny un valor que coincidia amb la més habitual a Minas Passage, Canadà. Amb aquestes dades de disseny i tenint en compte requeriments hidrodinàmics (corda i torsió per extreure el màxim d'energia), requeriments d'actuacions (màxim CP i AEP) i requeriments estructurals (deformacions petites i tensions admissibles pels diferents materials), es va obtenir un disseny de la pala que permet maximitzar la Producció Anual d'Energia (AEP) a l'emplaçament esmentat, tot aconseguint amb els requeriments inicials del treball.

14. Recomanacions futures

Per a futurs treballs enfocats a dissenyar o optimitzar pales de turbines de marees es recomana:

- Considerar els moviments no unidimensionals de l'aigua del mar per tal de tenir en compte l'efecte de les onades.
- Analitzar els perfils fent servir simulació CFD amb Fluent o similars per tal d'obtenir resultats més realistes que en analitzar els perfils amb XFLR5 o QBlade.
- Analitzar la turbina completa tenint en compte efectes transitoris.
- Generar la geometria de la pala amb un software de modelat 3D i incloure des de ANSYS les diferents capes de material per tal de que tingui en compte correctament els materials compostos.

15. Bibliografia

- [1] Advanced Blade Design. (n.d.).
- [2] Andritz Hydro Hammerfest. (2012). ANDRITZ HYDRO Hammerfest ANDRITZ HYDRO One of the world leaders in the hydropower business, 1–12.
- [3] Batten, W. M. J., Bahaj, a. S., Molland, a. F., & Chaplin, J. R. (2006). Hydrodynamics of marine current turbines. *Renewable Energy*, 31, 249–256. doi:10.1016/j.renene.2005.08.020
- [4] Bousman, W. (2002). Airfoil design and rotorcraft performance. Retrieved from <http://oai.dtic.mil/oai/oai?verb=getRecord&metadataPrefix=html&identifier=ADA480709>
- [5] Buckland, H. C., Masters, I., Chapman, J. C., & Orme, J. a. C. (2010). 1 Blade Element Momentum Theory 2 Numerical Implementation. *18th UK Conference on Computational Mechanics (ACME-UK)*, (March), 1123–1127. Retrieved from www.inore.org/download/77395_acme_4_page.pdf/
- [6] Chen, C. C., Choi, Y. D., & Yoon, H. Y. (2013). Blade design and performance analysis on the horizontal axis tidal current turbine for low water level channel. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 52, 052020. doi:10.1088/1757-899X/52/5/052020
- [7] Christopher, Brennen, E. (1977). *Cavitation and bubble dynamics. Annual Review of Fluid Mechanics* (Vol. 9, pp. 145–185). doi:10.1017/CBO9781107338760
- [8] Coiro, D., Maisto, U., & Scherillo, F. (2006). Horizontal axis tidal current turbine: numerical and experimental investigations. ... *Wind and Other Marine ...*, 20–22. Retrieved from <http://192.107.92.31/test/owemes/33.pdf>
- [9] Cornett, A. (2006). OES-IA Guidance on Assessing Tidal Current Energy Resources. *Energy*, 1–7.
- [10] Dawoud, B., Amer, E., & Gross, D. (2007). Experimental investigation of an adsorptive thermal energy storage. *International Journal of Energy Research*, 31(March), 135–147. doi:10.1002/er
- [11] Eisenberg, P. (1963). Cavitation Damage.
- [12] Energ, M., & Cornejo, E. (2008). L istema ólico .
- [13] Energy Resources: Tidal power. (n.d.). Retrieved February 28, 2015, from <http://www.darvill.clara.net/altenerg/tidal.htm>
- [14] Fearn, R. (2008). Airfoil Aerodynamics Using Panel Methods. *The Mathematica Journal*, 10. doi:10.3888/tmj.10.4-6
- [15] Fraenkel, P. (2010). Practical tidal turbine design considerations : a review of technical alternatives and key design decisions leading to the development of the SeaGen 1 . 2MW tidal turbine. *Proceedings - Fluid Machinery Group - Ocean Power Fluid Machinery Seminar Institution of Mechanical Engineers - 19 October 2010, London*, (October), 1–19.
- [16] Gipe, P. (n.d.). Paul Gipe, wind-works.org.
- [17] Grasso, F. (2012a). Design and Optimization of Tidal Turbine Airfoil. *Journal of Aircraft*, 49(July), 636–643. doi:10.2514/1.C031617
- [18] Grasso, F. (2012b). Design of Thick Airfoils for Wind Turbines F. Grasso, 1–29.
- [19] Hagerman, G., & Polagye, B. (2006). Methodology for estimating tidal current energy resources and power production by tidal in-stream energy conversion (TISEC) devices. *Electric Power Research Institute*. Retrieved from http://mhk.pnnl.gov/wiki/images/8/84/Tidal_Current_Energy_Resources_with_TISEC.pdf

- [20]Ingram, G. (2011). Wind Turbine Blade Analysis using the Blade Element Momentum Method. Version 1.1. *October*, (c), 1–21.
- [21]Kania, W., Stalewski, W., & Zwierzchowska, B. (n.d.). DESIGN OF THE MODERN FAMILY OF HELICOPTER AIRFOILS, 51–82.
- [22]Kim, B., Kim, W., & Kim, M. (n.d.). A Study on the Design and Performance Prediction of MW Class Ocean Current Turbine, 3–6.
- [23]Legrand, C., Black and Veatch, & Emec. (2009). *Assessment of Tidal Energy Resource* (p. 60).
- [24]Manwell, J. F., McGowan, J. G., & Rogers, A. L. (2002). Aerodynamics of Wind Turbines. *Wind Energy Explained*, 83–105. doi:10.1002/0470846127
- [25]Mccosker, J. (2012). Design and Optimization of a Small Wind Turbine by, (December).
- [26]McGhee, R., & Beasley, W. (1973). Low-Speed Aerodynamic Characteristics of a 17%-thick-airfoil section for general aviation applications. *Security*.
- [27]Mediante, D. E. K. W., & Numérica, S. (2014). Pontificia universidad católica del Perú.
- [28]Méndez, J., & Greiner, D. (2006). Wind Blade Chord and Twist Angle Optimization Using Genetic Algorithms. *Proceedings of the Fifth International Conference on Engineering Computational Technology*, Paper 59. doi:10.4203/ccp.84.59
- [29]MeyGen. (n.d.). Retrieved May 28, 2015, from <http://www.meygen.com/>
- [30]Nacional, U., San, M. D. E., & Fluidos, E. A. P. I. M. D. E. (2006). Simulación fluidodinámica alrededor de un perfil NACA mediante el método de volúmenes finitos.
- [31]Nathaniel, B. (2002). Tides and Tidal Current. *The American Practical Navigator*, 896.
- [32]Otero, a D., Ponta, F. L., & Lago, L. I. (2012). Structural Analysis of Complex Wind Turbine Blades: Flexo-Torsional Vibrational Modes. *Advances in Wind Power*.
- [33]Power curve characteristics Variable speed and pitch regulated wind turbine. (n.d.).
- [34]Pr, R., Rica, C., Humano, D., Balance, T. I., & Sostenible, D. H. (1997). Indice general, 1–8. doi:10.4067/S0071-17132000003500023
- [35]Ragheb, M. (2011). Optimal Rotor Tip Speed Ratio. *Netfiles.Uiuc.Edu*. Retrieved from [https://netfiles.uiuc.edu/mragheb/www/NPRE_475_Wind_Power Systems/Optimal Rotor Tip Speed Ratio.pdf](https://netfiles.uiuc.edu/mragheb/www/NPRE_475_Wind_Power_Systems/Optimal_Rotor_Tip_Speed_Ratio.pdf)
- [36]Ramirez-Hinestrosa, S. (n.d.). Método de paneles.
- [37]Sæterstad, M. L. (2011). Dimensioning Loads for a Tidal Turbine, (June), 144.
- [38]Sale, D. C. (2010). NWTC Design Codes - Harp_Opt. Retrieved from http://wind.nrel.gov/designcodes/simulators/HARP_Opt/
- [39]Schubel, P. J., & Crossley, R. J. (2012). Wind turbine blade design. *Energies*, 5, 3425–3449. doi:10.3390/en5093425
- [40]Sea Generation | SeaGeneration. (n.d.). Retrieved May 28, 2015, from <http://www.seageneration.co.uk/>
- [41]SEI (Sustainable Energy in Ireland). (2006). Tidal & Current Energy Resources in Ireland. Retrieved from http://www.seai.ie/Publications/Renewables_Publications_/Ocean/Tidal_Current_Energy_Resources_in_Ireland_Report.pdf
- [42]Speed, W. (n.d.). Measuring Revolution Time (i.e. RPM).

- [43] Susan-Resiga, R. F., Muntean, S., Bernad, S., Frunza, T., & Balint, D. (2006). Thin Hydrofoil Cascade Design and Numerical Flow Analysis. Part II - Analysis. *Proc Rom Acad A*, 7(2), 199–208.
- [44] Tenguria, N., Mittal, N., & Ahmed, S. (2011). Investigation of blade performance of horizontal axis wind turbine based on blade element momentum theory (BEMT) using NACA airfoils. *International Journal of Engineering, Science and Technology*, 2(12), 25–35. doi:10.4314/ijest.v2i12.64565
- [45] tidal energy - National Geographic Education. (n.d.). Retrieved February 28, 2015, from http://education.nationalgeographic.com/education/encyclopedia/tidal-energy/?ar_a=1
- [46] Tidal Energy Industry Boom. (n.d.). Retrieved February 28, 2015, from <http://www.alternative-energy-news.info/tidal-energy-industry-boom/>
- [47] Tidal turbine technology | Andritz Hydro Hammerfest. (n.d.). Retrieved May 28, 2015, from <http://www.hammerfeststrom.com/>
- [48] Torras, J. (2011). Diseño, cálculo y verificación de un aerogenerador marino con fondeo TLP. *Va*. Retrieved from <http://medcontent.metapress.com/index/A65RM03P4874243N.pdf> \n [http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/13712/1/Dise%C3%B1o, c%C3%A1lculo y verificaci%C3%B3n de un arogenerador marino con fondeo TLP.pdf](http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/13712/1/Dise%C3%B1o,%C3%A1lculo%20y%20verificaci%C3%B3n%20de%20un%20aerogenerador%20marino%20con%20fondeo%20TLP.pdf)
- [49] Trudeau, M. G., & Trudeau, M. G. (2011). by, (December).
- [50] Van Rooij, R., & Timmer, N. (2004). Design of Airfoils for Wind Turbine Blades. *Production*, 31. doi:10.1091/mbc.E02-11-0761
- [51] Sanz Cano, Francesc Xavier (2013). Structural Design Optimisation of Wind Turbine Rotor Blades.pdf, (November).
- [52] Sanz Cano, Francesc Xavier (2013). Blade Element Momentum Theory.pdf, (November)
- [53] Assef, Nicholas S. (2009). Design and Finite Element Analysis of an Ocean Current Turbine Blade
- [54] Sale, Danny C. User's Guide to CoBlade: Software for Structural Analysis of Composite Blades